



**João Miguel Pedrosa
Duarte Branco**

**Estimativa Experimental do Coeficiente Global de
Condução de Calor em Edifícios**



**João Miguel Pedrosa
Duarte Branco**

**Estimativa Experimental do Coeficiente Global de
Condução de Calor em Edifícios**

dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Prof. Doutor Nelson Amadeu Dias Martins, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

o júri

presidente

Prof. Dr. Francisco José Malheiro Queirós de Melo

professor associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Prof. Dr. Tiago Alexandre Abranches Teixeira Lopes Farias

professor auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica do Instituto Superior Técnico da Universidade Técnica de Lisboa

Prof. Dr. Nelson Amadeu Dias Martins

professor auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

palavras-chave

resistência térmica, edifícios, convecção, paredes, temperatura, fluxo de calor

resumo

O conhecimento das propriedades térmicas da envolvente é muito importante em qualquer tipo de edifício. Com os recentes regulamentos na área do consumo energético de edifícios será necessário fazer uma caracterização do desempenho de todas as construções, para a atribuição de um certificado. Essa caracterização apresenta mais dificuldades em edifícios mais antigos onde muitas vezes não são conhecidas as opções tomadas na construção da envolvente.

Neste trabalho foi desenvolvido um método para estimar a resistência térmica da envolvente de um edifício, considerando o processo de transferência de calor em regime estacionário e a condutividade térmica constante. O método tem por base apenas as medições de temperatura: do ar interior e exterior e da superfície exterior da parede. Com estas temperaturas é determinado o fluxo de calor por convecção, usando equações empíricas. Para este método é ainda necessário o conhecimento da dimensão característica e da velocidade do ar, se a convecção for forçada. A temperatura do ar interior é usada para determinar, de forma iterativa, a temperatura da superfície interior da parede. É também analisada a influência da radiação solar na temperatura da parede.

O método pode ser aplicado a paredes verticais, horizontais e inclinadas, se bem que nestas últimas com algumas restrições.

Foram feitas algumas análises ao método, nomeadamente, a influência de cada uma das grandezas e respectiva incerteza nos resultados finais. Concluiu-se que se deve ter especial atenção à incerteza na medição das temperaturas e na correcta medição da velocidade do vento, no caso da convecção forçada. O método deve ser aplicado quando a diferença de temperaturas entre o interior e o exterior for maior, e tentando garantir a menor variação ao longo do tempo de todas as variáveis, procurando que a transferência de calor se processe em regime estacionário.

No final do trabalho foi desenvolvido um programa, com o software Matlab, incluindo uma pequena aplicação, que efectua todos os cálculos, bastando ao utilizador introduzir os valores medidos.

keywords

thermal resistance, buildings, convection, walls, temperature, heat flux

abstract

The knowledge of the thermal properties of the involving is very important in any building type. With the recent regulations in the area of energy consumption in buildings it will be necessary to do a characterization of the performance of all the constructions, for the attribution of a certificate. That characterization represents more difficulties in older buildings where, in many times, the options, taken in the construction of the involving are not known.

In this work, a method was developed to estimate the thermal resistance of the involving of a building, considering the process of heat transfer in stationary regime and a constant thermal conductivity. The method is based only on the temperature measurements: of the interior and external air and of the external surface of the wall. With these temperatures the convection heat flow is determined, using empiric equations. For this method is still necessary the knowledge of the characteristic dimension and the air speed, in case of forced convection. The temperature of the interior air is used to determine, in an iterative way, the temperature of the interior surface of the wall. The influence of the solar radiation in the wall temperature is also analyzed.

The method can be applied to vertical, horizontal and sloping walls, although in these last ones with some restrictions.

Some analyses were made to the method, namely, the influence of each one of the variables and respective uncertainty in the final results. It was concluded that one should have special attention to the uncertainty in the measurement of temperatures and in the correct measurement of the wind speed, in case of forced convection. The method should be applied when the difference of temperatures between the interior and the exterior goes greater, and try to guarantee the smaller variation along the time of all the variables, seeking a stationary regime in the heat transfer process.

In the end of this work a program was developed, with the Matlab software, including a small application that executes all the calculations, being enough to the user to introduce the measured values.

Índice

1. Introdução	1
1.1 - Enquadramento	1
1.2 - Objectivo	3
1.3 - Estrutura da dissertação.....	3
2. Revisão bibliográfica	5
2.1 - Introdução	5
2.2 - Métodos para determinação da resistência térmica	6
2.2.1 - Métodos inversos destrutivos	8
2.2.2 - Métodos inversos não destrutivos	10
2.3 – Conclusões.....	24
3. Modelos e métodos.....	26
3.1 - Aplicação de um método para regime estacionário e condutividade térmica constante	26
3.1.1 - Introdução à convecção	26
3.1.2 - Desenvolvimento do método baseado na medição de temperaturas	37
3.1.3 - Método iterativo para possibilitar a utilização da temperatura ambiente interior em vez da temperatura da superfície interior	44
3.1.4 - Influência da radiação solar nas medições de temperatura exteriores.....	46
3.1.5 - Cálculos acessórios à determinação da resistência térmica	50
4. Discussão de Resultados	52
4.1 - Análise do tipo de escoamento na superfície das paredes de edifícios.....	52
4.2 - Análise da influência de cada uma das variáveis e respectivas incertezas nos resultados finais	58
4.3 - Análise do tipo de convecção a considerar.....	67
5. Aplicação desenvolvida em Matlab	71

6. Conclusões	76
6.1 - Conclusões	76
6.2 - Propostas para trabalho futuro	78
Bibliografia	80
Anexos	82
1. Variação da condutividade térmica com a temperatura	82
2. Método de diferenças finitas	83
3. Cálculo da incerteza dos resultados	84
4. Código Matlab do programa desenvolvido	85

Lista de Figuras

Figura 2.1 - Descrição do domínio do problema.....	10
Figura 2.2 - Ilustração do problema.....	11
Figura 2.3 - Fluxo de calor através de uma parede.....	17
Figura 2.4 - Fluxo de calor por condução e convecção.....	18
Figura 2.5 - Parede com uma camada adicional de espessura L_s	20
Figura 2.6 - Sensor de fluxo de calor resultante de uma termopilha integrada num disco de borracha.....	21
Figura 2.7 - Parede e parede com sensor de fluxo de calor montado.....	21
Figura 2.8 - Esquema da placa quente na parede.....	22
Figura 2.9 - Perfil de temperatura na superfície oposta à placa quente.....	23
Figura 2.10 - Perfis da temperatura adimensional para vários tipos de parede.....	23
Figura 3.1 - Desenvolvimento da camada limite numa placa plana.....	27
Figura 3.2 - Escoamento laminar e turbulento numa placa plana.....	29
Figura 3.3 - Condições de um fluido entre grandes placas horizontais a diferentes temperaturas. a) Gradiente de temperatura instável. b) Gradiente de temperatura estável.....	31
Figura 3.4 - Desenvolvimento da camada limite sobre uma placa vertical aquecida...	32
Figura 3.5 - Camada limite de transição com convecção natural sobre uma placa vertical.....	33
Figura 3.6 - Escoamentos provocados pela impulsão sobre uma placa inclinada: a) vista lateral de escoamento nas superfícies superior e inferior de uma placa fria ($T_s < T_\infty$), b) vista da extremidade do escoamento na superfície inferior da placa fria, c) vista lateral dos escoamentos nas superfícies superior e inferior ($T_s > T_\infty$) e d) vista da extremidade do escoamento da superfície da placa quente.	35
Figura 3.7 - Escoamento induzido pela impulsão sobre placas frias($T_s < T_\infty$) e quente $T_s > T_\infty$): a) superfície superior da placa fria, b) superfície inferior da placa fria, c) superfície superior da placa quente e d) superfície inferior da placa quente.....	36
Figura 3.8 - Fluxo de calor entre o interior e o exterior.....	37
Figura 3.9 - Fluxos de calor por condução e convecção numa parede.....	45
Figura 3.10 – Distribuição de temperatura na transferência de calor ao longo de uma parede plana com e sem radiação (a preto e verde, respectivamente)	46

Figura 3.11 – Distribuição de temperatura na transferência de calor ao longo de uma parede plana com (preto) e sem radiação (verde) – representação da temperatura ar-sol	47
Figura 3.12 – Exemplo da distribuição de temperatura ao longo de uma parede com elevada inércia térmica, com (preto) e sem radiação (verde).....	49
Figura 3.13 – Exemplo da distribuição de temperatura ao longo de uma parede com baixa inércia térmica, com (preto) e sem radiação (verde).....	50
Figura 4.1 – Variação de Ra em função da diferença de temperaturas $T_s - T_\infty$	52
Figura 4.2 – Variação de Ra em função da dimensão L da parede.....	53
Figura 4.3 – Variação de Ra em função da temperatura de película para uma dimensão da parede de 2,5 e 3m.....	53
Figura 4.4 – Variação do número de Reynolds com a dimensão característica L	54
Figura 4.5 – Variação do número de Reynolds com a dimensão característica L , para várias velocidades do ar	55
Figura 4.6 – Variação do número de Reynolds com a velocidade do ar.....	55
Figura 4.7 – Variação do número de Reynolds com a temperatura de película para dois comprimentos	56
Figura 4.8 – Variação do número de Reynolds com a temperatura de película para velocidades diferentes	57
Figura 4.9 – Variação do número de Reynolds em função de valores de L elevados e para velocidades do ar elevadas	57
Figura 4.10 – Variação da incerteza de R_t com a incerteza na medição das temperaturas, para várias diferenças de temperatura entre o ar ambiente interior e exterior ($T_{ar,1} - T_{ar,2}$).	59
Figura 4.11 – Variação da incerteza de R_t em função da incerteza na medição da dimensão L	59
Figura 4.12 – Variação da incerteza de R_t com a incerteza na medição das temperaturas, para várias diferenças de temperatura $T_{ar,1} - T_{ar,2}$, para paredes horizontais	60
Figura 4.13 – Variação da incerteza de R_t em função da incerteza na medição da dimensão L , para paredes horizontais	61
Figura 4.14 – Variação da incerteza de R_t em função da incerteza na velocidade do ar, para paredes verticais e para duas velocidades do ar	62

Figura 4.15 – Variação da incerteza de R_t em função da velocidade do ar, para paredes verticais	63
Figura 4.16 – Variação da incerteza de R_t em função da incerteza da temperatura para convecção forçada	64
Figura 4.17 – Variação da incerteza de R_t em função da variação da diferença de temperatura entre o ar e a superfície exterior	64
Figura 4.18 – Variação da incerteza da temperatura calculada para a superfície da parede em função da incerteza da radiação solar.....	65
Figura 4.19 – Variação da incerteza da resistência térmica em função da incerteza da radiação solar	66
Figura 4.20 – Variação da incerteza da temperatura calculada para a superfície da parede em função da incerteza da temperatura medida (T_s^*).....	66
Figura 4.21 – Variação da incerteza da resistência térmica em função da incerteza da temperatura medida na superfície da parede (T_s^*)	67
Figura 4.22 – Variação do coeficiente de convecção (h) em função da velocidade do ar para convecção natural e forçada	68
Figura 4.23 – Variação do coeficiente de convecção (h) em função da velocidade do ar para convecção natural e forçada	68
Figura 4.24 – Variação do coeficiente de convecção (h) em função da velocidade do ar para convecção natural e forçada	69
Figura 4.25 – Variação do coeficiente de convecção (h) em função da dimensão característica para convecção natural.....	70
Figura 5.1 – Aspecto geral da aplicação desenvolvida para o Matlab.....	71
Figura 5.2 – Menu para escolha do tipo de convecção.....	72
Figura 5.3 – Painel referente à convecção forçada	72
Figura 5.4 – Menu para escolha do tipo de parede.....	72
Figura 5.5 – Painel referente à parede horizontal	73
Figura 5.6 – Painel referente a paredes inclinadas.....	73
Figura 5.7 – Ponto 3, de introdução dos valores das temperaturas ambiente e dimensão característica interior e exterior da parede.....	74
Figura 5.8 – Painel referente à radiação solar	74
Figura 5.9 – Ponto 5, de introdução dos valores de temperatura para as várias zonas	74
Figura 5.10 – Resultados finais e botão para ordenar o cálculo	75

Figura 5.11 – Aspecto final da aplicação depois de efectuados os cálculos	75
--	----

1. Introdução

1.1 - Enquadramento

Portugal importa cerca de 90% da energia que consome, sendo a maioria sob a forma de petróleo. Os edifícios representam cerca de 30% de toda essa energia consumida e cerca de 60% do consumo eléctrico.

Assim, a eficiência energética de edifícios é uma área de grande importância, pelo potencial que a mesma representa, em termos de poupança energética sectorial e consequente impacto em termos de redução dos consumos energéticos e das respectivas emissões dos gases de efeito de estufa. Por este motivo, constitui um vector de extrema importância em termos das políticas energéticas.

Actualmente, verifica-se, ainda, um recurso sistemático à energia para criar condições de conforto dentro de edifícios que ignoram o ambiente natural, e como consequência consome-se excessivamente matéria-prima e produz-se resíduos, desperdiçando água e electricidade.

O sector da construção confronta-se actualmente com uma nova regulamentação relativa à qualidade térmica dos edifícios em Portugal. Pretende-se que a nova legislação venha a proporcionar economias significativas de energia para o país em geral e para os utilizadores dos edifícios, em particular.

Uma das componentes desta legislação é o Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE), com uma existência já muito longa (desde 1990). Este regulamento, até aqui totalmente desactualizado em termos da realidade da nossa construção, veio agora estabelecer requisitos de qualidade para os novos edifícios de habitação e de pequenos serviços sem sistemas de climatização, nomeadamente ao nível das características da envolvente (paredes, envidraçados, pavimentos e coberturas), limitando as perdas térmicas e controlando os ganhos solares excessivos. Este regulamento impõe limites aos consumos energéticos da habitação para climatização e produção de águas quentes, num claro incentivo à utilização de sistemas eficientes e de fontes energéticas com menor impacto em termos de consumo de energia primária.

A face mais visível da aplicação desta regulamentação será o Certificado Energético e da Qualidade do Ar Interior emitido para cada edifício, onde o mesmo será classificado em função do seu desempenho numa escala predefinida. Este certificado será semelhante ao que existe para os equipamentos electrodomésticos e pela primeira vez identificará um nível de qualidade térmica para um edifício. Este procedimento ocorrerá numa primeira fase para os novos edifícios - quer sejam

vendidos ou alugados - e numa segunda fase para os edifícios existentes, aquando da sua venda ou aluguer.

Com estes novos regulamentos, particularmente a introdução do sistema de certificação de edifícios, surgem novos desafios no que respeita à caracterização do comportamento térmico dos edifícios já construídos. Para essa caracterização será necessária a definição das propriedades térmicas dos edifícios (nomeadamente a resistência térmica dos componentes), o que, em muitos casos, será particularmente difícil devido à falta de conhecimento sobre as opções tomadas na construção da envolvente.

O conhecimento da resistência térmica real dos componentes da envolvente é muito importante, quer em edifícios novos ou antigos, pois:

- em **edifícios novos**, é possível determinar se a qualidade da construção corresponde à que foi proposta pelo projecto.

- em **edifícios antigos**, o conhecimento da resistência térmica da envolvente é importante para determinar se o edifício necessita da aplicação, ou não, de isolamento térmico ou outras medidas para diminuir o consumo energético. Através da medição “in-situ”, é possível justificar um investimento em medidas de redução do consumo energético que não seria possível através de cálculos a partir de dados publicados. Ainda, em muitos destes edifícios não existe informação sobre a construção da envolvente, o que torna difícil a atribuição de um certificado energético, no âmbito dos novos regulamentos. Mesmo quando exista conhecimento sobre a construção do edifício as suas características actuais podem já não corresponder às originais devido à deterioração dos materiais. Com o conhecimento da resistência térmica é possível fazer a atribuição de um certificado energético de uma forma mais correcta.

- em **edifícios de teste**, com o conhecimento da resistência térmica real dos componentes dos edifícios é possível testar novos materiais, que não possuem ainda valores tabelados para a resistência térmica, assim como aumentar o rigor das simulações da performance energética efectuadas.

Antigamente a actividade experimental para determinação das propriedades térmicas era feita somente em laboratório usando protótipos de paredes à escala real e construídos de propósito. Nessas instalações de teste era possível determinar uma grandeza através de medições das temperaturas em ambas as superfícies e do fluxo de calor da parede em condições estacionárias.

No entanto, esta actividade experimental não tinha uma boa relação custo - benefício devido ao fabrico do protótipo e ao seu subsequente transporte no laboratório de medições, onde eram necessários grandes espaços, e, também, equipamento suficiente para o manuseamento do protótipo. Adicionalmente, a actividade experimental mencionada não tinha boa relação custo - benefício também devido à necessidade de demolição do protótipo e subsequente remoção dos destroços. Também é preciso ter em consideração que, apesar da extrema exactidão das medições em laboratório, o valor da resistência térmica da parede determinada “in-situ” poderia

apresentar um desvio não desprezável do valor determinado para o protótipo. Este desvio deve-se não só às diferenças entre lotes do mesmo material fabricados em diferentes períodos, mas também, e acima de tudo, devido às inevitáveis diferenças na conservação dos materiais da parede.

Deve ter-se em conta que existem casos particulares nos quais a determinação experimental da resistência térmica da parede tem que ser, necessariamente, feita em laboratório, pois não existe alternativa. Casos, esses, que dizem respeito ao desenho de edifícios pré-fabricados, certificação de componentes de construção, etc. Contrariamente, existem muitos outros casos nos quais a determinação da resistência térmica de paredes não pode ser efectuada em laboratório pois as paredes pertencem a um edifício. Nestes casos, será desejável e de grande utilidade avaliar a resistência “in-situ”. Desta maneira, poderemos conseguir, não só, uma grande redução dos custos, mas também a eliminação de incertezas devido ao uso de protótipos que (como referido acima) são inevitavelmente diferentes do elemento em consideração

Infelizmente, a realização prática de medições “in-situ” apresenta muitas dificuldades devido, tanto a problemas relacionados com a precisão das medidas das temperaturas da superfície e fluxo de calor (número e tipo de sensores, a sua localização e protecção, etc.), como acima de tudo à dificuldade de controlar o fluxo de calor transitório. Tudo isso complica a análise de dados, que é fundamental para a identificação das características da parede, como por exemplo da resistência térmica.

1.2 - Objectivo

Pretendeu-se, com o presente trabalho, desenvolver um método matemático, baseado em metodologias inversas, para a determinação da resistência térmica de paredes de edifícios, com base no conhecimento de campos de temperaturas superficiais. Teve-se em consideração que o método deveria ser não intrusivo, pois ao ser utilizado em edifícios a sua construção não poderá ser danificada. De maneira a ser relativamente simples, foi desenvolvido com vista a necessitar do menor número de medições possível. Com este método, a definição do perfil de temperaturas do edifício poderá ser feita, por exemplo, por termografia (câmara IV), ou através de outro método não intrusivo.

1.3 - Estrutura da dissertação

A dissertação é dividida em 6 capítulos.

No capítulo 1 encontra-se a introdução da dissertação, onde é feito um enquadramento, de maneira a justificar o trabalho. São ainda apresentados os objectivos do trabalho.

O capítulo 2 contém a revisão bibliográfica, na qual são apresentados vários métodos já desenvolvidos para a determinação da resistência térmica. Métodos, esses, que são um tipo de problema inverso e que podem ser divididos em destrutivos e não destrutivos. Estes últimos podem ainda ser divididos em métodos que consideram a transferência de calor em regime transitório e a condutividade térmica dependente da temperatura e os que fazem uma análise em regime estacionário e consideram a condutividade térmica constante. É também feita uma pequena introdução sobre a definição de resistência térmica, condutividade térmica e coeficiente global de transferência de calor. São ainda feitas várias conclusões em relação aos métodos apresentados e a sua possível aplicabilidade em edifícios.

No capítulo 3, modelos e métodos, é apresentado o método desenvolvido. Inicialmente, é feita uma introdução à convecção, muito importante para a aplicação deste método. Em seguida, é, então, desenvolvido um método para regime estacionário baseado na medição das temperaturas da parede e ar ambiente. No final deste capítulo é apresentado um método iterativo para utilizar uma medição da temperatura do ar ambiente do interior do edifício em vez de medir a temperatura na superfície interior da parede. Por último é analisada a influência da radiação solar na utilização deste método.

No capítulo 4, discussão de resultados, é analisado o tipo de escoamento que se irá desenvolver na superfície das paredes. É também feita a análise da influência de cada uma das variáveis necessárias para o método, e suas respectivas incertezas, na incerteza do resultado final. Finalmente é comparado o coeficiente de convecção obtido por convecção natural e forçada de modo a concluir a partir de que velocidade esta última é mais importante.

No capítulo 5 é apresentada a aplicação que foi desenvolvida com o software Matlab, para a implementação deste método directo baseado na medição de temperaturas.

No capítulo 6 são apresentadas as conclusões finais e as propostas para trabalho futuro.

2. Revisão bibliográfica

2.1 – Introdução [1]

A partir da lei de Fourier para a condução de calor, para a direcção x :

$$q''_x = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.1)$$

que podemos reescrever como

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} = \frac{kA}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \quad (2.2)$$

podemos definir a *condutividade térmica* associada com a condução de calor como:

$$k_x = -\frac{q_x}{A \cdot (\partial T / \partial x)} \quad \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (2.3)$$

Definições semelhantes são associadas à condutividade térmica nas direcções y e z , mas, para um material isotrópico, esta é independente da direcção da transferência de calor.

A *condutividade térmica* (k , expressa em $W/(m \cdot K)$ ou $W/(m \cdot ^\circ C)$) é uma propriedade física dos materiais que é descrita como a habilidade dos mesmos de conduzir calor. A condutividade térmica equivale à quantidade de calor q (expressa em $[W]$ por unidade de área $[m^2]$) que atravessa uma espessura unitária L de um material, quando entre duas faces paralelas se estabelece uma diferença de temperatura ($\Delta T = 1^\circ C$ ou $1K$).

Para um dado gradiente de temperatura, o fluxo de calor por condução aumenta com o aumento da condutividade térmica. Em geral, a condutividade térmica de um sólido é maior que a de um líquido, que por sua vez, é maior do que a de um gás.

O conceito de resistência térmica surge de uma analogia entre a difusão de calor e a carga eléctrica. Assim como uma resistência eléctrica é associada com a condução de electricidade, uma resistência térmica pode ser associada com a condução de calor. A *resistência térmica para a condução* numa parede plana é:

$$R_{t,cond} = \frac{L}{k \cdot A} \quad \left[\frac{K}{W} \right] \quad (2.4)$$

A resistência térmica também está associada à transferência de calor por convecção numa superfície. A *resistência térmica para convecção* é:

$$R_{t,conv} = \frac{L}{h \cdot A} \quad \left[\frac{K}{W} \right] \quad (2.5)$$

Para a *radiação*, a *resistência térmica* é definida por:

$$R_{t,rad} = \frac{L}{h_r \cdot A} \quad \left[\frac{K}{W} \right] \quad (2.6)$$

Para paredes compostas com várias resistências térmicas associadas, é definido o *coeficiente global de transferência de calor* que é definido por

$$U = \frac{1}{R_{tot} \cdot A} \quad \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (2.7)$$

Onde R_{tot} é a resistência total entre duas temperaturas do ar separadas por uma parede, desde as resistências de convecção, radiação, ou, se for o caso, várias resistências de condução, no interior da parede.

2.2 - Métodos para determinação da resistência térmica

A determinação do valor de uma grandeza pode ser feita de *forma directa* ou *indirecta*. No primeiro caso, a determinação do valor da resistência térmica teria de ser efectuado através de uma medição, utilizando um aparelho, o que, para esta grandeza, não é possível. Outra forma, ainda mais fácil, de estimar o valor da resistência térmica da envolvente de um edifício, e que pode também ser considerada directa, será através do conhecimento de algumas informações sobre o mesmo, nomeadamente, a data de construção, a localização geográfica e o tipo de edifício (um ou mais andares). Com estas informações, é possível saber quais as opções que, provavelmente, terão sido tomadas na construção do edifício, e, conseqüentemente, saber a resistência térmica. Contudo, esta não é uma forma correcta de fazer a determinação desta grandeza para cada edifício em particular, pois os resultados podem não corresponder inteiramente à realidade, como se pretende. Principalmente, porque num edifício com muitos anos de idade as características dos materiais já não serão as mesmas do que à data da sua construção, devido à inevitável deterioração dos mesmos. E ainda, porque, mesmo para construções semelhantes em que se obtém, com esta abordagem, valores iguais poderá, na realidade, haver diferenças na resistência térmica, devido a factores que não são contabilizados.

Na *forma indirecta* de determinação de uma grandeza, são utilizados valores de medições de outras variáveis, em cálculos mais ou menos complexos, para determinar

a variável pretendida. Assim, a estimativa da resistência térmica da envolvente de edifícios será feita de forma indirecta, pois terá que ser estimada a partir de medições de outras variáveis. Para esta forma de determinação existem dois tipos de problemas: inversos e directos.

Em problemas térmicos, os coeficientes das equações, tal como a condutividade térmica, densidade e calor específico e também a capacidade e localização de fontes internas de calor, se existirem, devem ser especificados. Adicionalmente, a geometria do corpo, a fronteira e as condições iniciais deve ser conhecidas. Tais problemas são apelidados de *problemas térmicos directos*.

O principal objectivo dos *problemas directos* é chegar aos resultados, por exemplo a distribuição de temperaturas num meio, a partir de uma causa conhecida, por exemplo, as condições iniciais e de fronteira.

Outro tipo de problemas surge quando um desses parâmetros ou condições acima referidos ou é desconhecido ou não totalmente especificado. A quantidade desconhecida irá ser determinada com o apoio de uma condição extra. Normalmente, esta condição extra está disponível em pontos interiores do domínio. Tais problemas são designados por *problemas inversos* pois determinam a causa a partir de um resultado conhecido.

Assim, a determinação da resistência térmica é um tipo de problema inverso.

O desenvolvimento de métodos numéricos e técnicas computacionais tem estimulado a aplicação de métodos inversos em problemas descritos por equações diferenciais. Se parte dos dados necessários para a solução directa for desconhecida, o conhecimento do campo de temperaturas na amostra torna possível a sua definição, usando uma técnica inversa.

Em geral, os problemas inversos podem ser classificados em:

- *Problemas inversos de fronteira*, que podem ser descritos como uma estimativa do historial do fluxo de calor na superfície de um corpo a partir de medições de temperatura variável com o tempo em uma ou mais localizações.

- *Estimativa de parâmetros*, que diz respeito à avaliação de certos parâmetros que caracterizam as propriedades físicas do corpo. Para ser possível esta estimativa, deve ser conhecido o historial de temperatura no interior ou outro dado, como a deformação térmica

- *Problemas iniciais inversos*, consistem na determinação de condições iniciais caso a distribuição de temperatura no interior do corpo seja conhecida num determinado momento.

- *Problemas de geometria inversa*, quando a geometria do sistema não é totalmente conhecida mas está a ser avaliada na solução do problema.

A determinação da condutividade térmica a partir de um perfil de temperaturas medidas é um tipo de problema inverso de condução de calor, do tipo estimativa de parâmetros.

Na maioria dos problemas práticos de engenharia, a condutividade térmica é uma função da temperatura e, como resultado, a equação de condução de calor torna-se não linear. Muitos métodos têm sido propostos para estimar a condutividade térmica dependente da temperatura, utilizando, a maioria, o método dos mínimos quadrados não linear. Este método minimiza a diferença entre as temperaturas medidas e as calculadas em pontos de espaço e tempo pré-especificados. Normalmente, são requeridos procedimentos iterativos. Alguns deles são, ainda, baseados em medições de temperatura no interior do meio em análise.

Para determinar a resistência térmica de materiais podem ser usados métodos inversos *destrutivos*, que implicam medições no interior da amostra, ou *não destrutivos*.

2.2.1 - Métodos inversos destrutivos

Um método, usado para materiais com elevada condutividade térmica, baseado em medições de temperatura com sensores colocados no seu interior, é proposto por Telejko et al. [2]. O problema inverso consiste na determinação da condutividade térmica através do campo de temperaturas variável no espaço e tempo. O método requer um fluxo de calor unidimensional ao longo do meio. Como condição fronteira, é imposto um fluxo de calor numa das extremidades, e na outra é imposta uma condição adiabática, não existindo, portanto, fluxo de calor dessa superfície para o exterior.

O método dos elementos finitos (FEM) é usado para resolver a equação de condução de calor. A otimização do problema é resolvida com o método métrico variável de Broyden–Fletcher Goldfarb–Shanno.

Este método pode ser usado caso a condutividade térmica seja dependente da temperatura ou caso seja constante. Para o primeiro, é necessário assumir inicialmente, a forma de variação da condutividade térmica.

Yang [3] sugere um método para a determinação inversa da condutividade térmica dependente da temperatura num problema de condução de calor unidimensional, baseado num modelo linear inverso. É formulado para um modelo aproximado da equação do calor quando são efectuadas medições de temperatura no interior do meio em análise. É usada uma versão modificada do método da matriz invertida para resolver o problema da condutividade térmica. Como condição fronteira, é imposta uma temperatura em ambas as superfícies fronteira do meio em análise. É necessário também especificar a forma da condutividade térmica.

Neste método, é construído um modelo linear inverso para representar explicitamente a condutividade térmica desconhecida. Em seguida, essa condutividade térmica prevista e o campo de temperaturas conhecido são substituídos no modelo aproximado. Finalmente, a forma aproximada da equação de condução do calor é reorganizada. Como resultado, o modelo aproximado torna-se uma combinação

linear dos coeficientes desconhecidos da condutividade térmica e, então, este modelo inverso dá origem à resolução do problema através do método linear dos mínimos erros quadrados.

Este método distingue-se da abordagem tradicional a este tipo de problemas pois as iterações no processo para calcular a condutividade térmica podem ser feitas apenas uma vez e o problema inverso pode ser resolvido num domínio linear. Ao contrário, os processos tradicionais necessitam de várias iterações durante processo e têm que efectuar os cálculos no domínio não linear.

Yeung et al. [4] sugere um procedimento baseado no método das diferenças finitas de segunda ordem para a determinação inversa da condutividade térmica numa consideração unidimensional da condução de calor. Este método é também baseado em medições de temperatura no interior do meio em análise.

O método das diferenças finitas de segunda ordem (uma abordagem directa quando comparado com a técnica dos mínimos quadrados) é usado para fazer a discretização da equação da condução de calor. Para a equação diferencial parcial são necessárias duas condições fronteira, que podem ser: a temperatura imposta numa das superfícies; um fluxo de calor imposto, ou dissipação de calor por convecção. Assim, a equação diferencial parcial é convertida num sistema linear de equações. Como resultado, a função da condutividade pode ser obtida resolvendo o sistema de equações lineares.

O método tanto pode ser aplicado quando são usados os dados das temperaturas em pontos no interior do meio, como quando forem conhecidas duas condições em ambas as superfícies fronteira, como por exemplo as temperaturas e fluxos de calor.

A vantagem deste método é que não é necessário especificar inicialmente a forma da função da condutividade térmica. A condutividade térmica tanto pode ser assumida como constante, ou como uma função da coordenada espacial ou da temperatura, linear ou não linear.

Um método proposto Chang et al. [5] é semelhante a outros já mencionados, mas com a diferença de se basear no método dos volumes finitos para estimar a condutividade térmica num meio unidimensional.

A equação diferencial de condução de calor é convertida num sistema de equações lineares na forma de uma matriz usando os dados das temperaturas nos pontos interiores do meio bem como o fluxo de calor na superfície fronteira. A condutividade térmica a determinar é obtida resolvendo o sistema de equações directamente. Para a equação da condução de calor unidimensional são necessárias duas condições fronteira, uma para cada superfície (temperatura imposta, fluxo de calor imposto ou fluxo por convecção).

O método pode ser aplicado tanto para quando a condutividade térmica varia com o espaço, como para quando varia com a temperatura. A vantagem deste método é que

não é necessária informação inicial sobre a forma da condutividade térmica e também não são necessárias iterações no processo de cálculo.

2.2.2 - Métodos inversos não destrutivos

2.2.2.1 – Métodos para transferência de calor em regime transitório e considerando a condutividade dependente da temperatura

Se o fluxo de calor e as temperaturas variarem ao longo do tempo, a transferência de calor ocorre em regime transitório. Para esse caso, e para quando a condutividade térmica varia com a temperatura, a resistência térmica pode ser determinada através dos métodos descritos em seguida. Estes são métodos genéricos aplicáveis a qualquer material.

Kim et al. [6] sugere um método de integração directa que faz uma estimativa da condutividade térmica dependente da temperatura num domínio unidimensional e não linear de condução de calor sem medições internas de temperatura, i.e. usando apenas medições em ambos os extremos. Nesses extremos, é imposto um fluxo de calor constante num dos lados, e o outro é isolado, de maneira a garantir que o fluxo seja nulo (Figura).

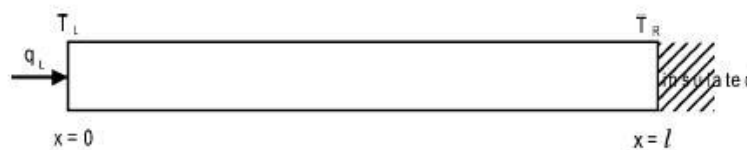


Figura 2.1 – Descrição do domínio do problema [6]

Se a distribuição de temperatura ao longo do domínio for aproximada como um polinómio de 3ª ordem e os seus coeficientes puderem ser determinados a partir do fluxo de calor imposto e das temperaturas medidas na fronteira, é feita a integração da equação de condução de calor ao longo do domínio espacial e temporal. Deste modo, a condutividade térmica é estimada directamente.

Assim, este método, faz uma estimativa da condutividade térmica dependente da temperatura, partindo de uma aproximação da variação da temperatura e com as temperaturas, variáveis com o tempo, nas duas extremidades conhecidas, tal como os fluxos.

Este método não necessita que a forma da função da condutividade térmica seja assumida, nem processos iterativos ou medições interiores da temperatura.

Zueco et al. [7] propõe um método para a estimativa da condutividade térmica dependente da temperatura em materiais homogéneos, usando o método da simulação da malha.

O método de simulação da malha é uma tecnologia numérica baseada na clássica analogia entre as variáveis térmicas e eléctricas, e serve para resolver equações não lineares de condução de calor. Em conjunto com o método da simulação da malha é usado também o método dos mínimos quadrados não linear. Método este que tem por base a minimização da soma dos quadrados das diferenças entre as medidas experimentais e as calculadas.

Numa das superfícies do meio em análise, podem ser aplicadas duas condições fronteira (convecção forçada ou fluxo de calor constante) enquanto na outra é imposta uma condição adiabática (Figura 2.2).

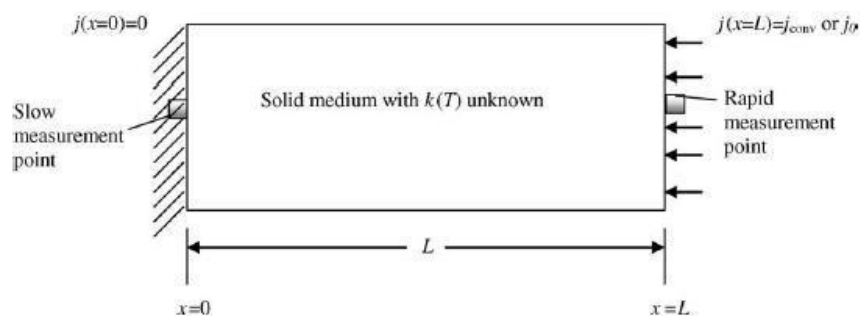


Figura 2.2 – Ilustração do problema [7]

Para a resolução do problema inverso, é normalmente usado como dado, o histórico de temperaturas num determinado ponto (medido por um sensor), mas não necessariamente no interior do meio.

A determinação da condutividade térmica dependente da temperatura inclui duas fases, análise e optimização. Na fase de análise, os valores da condutividade térmica (pares $k-T$) são conhecidos e são usados para obter o campo de temperaturas no meio. Na fase de optimização, um procedimento iterativo baseado no método dos mínimos quadrados é usado para determinar a condutividade térmica.

Neste método não é necessário especificar a forma de variação da condutividade térmica a determinar.

C. Yang [8] sugere um método que consiste numa aproximação iterativa para determinar a condutividade térmica dependente da temperatura, de um meio homogéneo, a partir de medições de temperatura efectuadas numa das superfícies fronteira, numa análise transitória da condução de calor.

Este método é apresentado de uma forma mais detalhada pois é o que reúne mais condições para ser aplicado em edifícios.

Na base deste método, a determinação da condutividade térmica inclui duas fases: o processo de análise directa e o processo de análise inversa. No processo de análise directa, a condutividade térmica é assumida como o valor conhecido e de seguida usada para obter o campo de temperaturas da equação de condução de calor através de métodos numéricos. As soluções do processo anterior são completadas com a

temperatura medida nos sensores colocados na superfície da parede. No processo de análise inversa, um método de linearização é usado para orientar o ponto em análise na aproximação sistemática ao valor da condutividade térmica a determinar. Em seguida, o valor intermédio da condutividade térmica substitui a condutividade térmica desconhecida na análise seguinte. Como tal, são necessárias várias iterações para obter o valor da condutividade térmica desconhecida. Este método compara as temperaturas calculadas e medidas directamente.

a) O método proposto

Para o processo de resolução do problema inverso são necessários alguns mecanismos, e são eles: o problema directo, o problema de sensibilidade, o algoritmo de linearização, e o critério de paragem. O problema directo é usado para determinar a distribuição de temperaturas e o problema de sensibilidade é usado para encontrar o incremento a usar em cada iteração, no problema inverso. O algoritmo de linearização é usado para completar o processo da análise inversa quando as soluções do problema directo e o problema de sensibilidade estão disponíveis. Finalmente, o critério de paragem é usado para terminar o processo iterativo.

Suponha que a condutividade térmica $k(T)$ é representada pela seguinte equação linear, correspondendo a k_m no domínio do problema

$$k(T) = \sum_{m=1}^{\bar{m}} k_m \phi_m(T) \quad (2.8)$$

onde $\phi_m(T)$ pode ser qualquer primeira derivada de uma função contínua no domínio do problema, k_m são os coeficientes indeterminados e \bar{m} é um número inteiro. O problema inverso consiste na estimativa dos coeficientes k_m definidos pela equação (2.8).

b) O problema directo

Considere-se uma placa de espessura \bar{L} em que a condutividade térmica depende da temperatura. Esta placa tem, inicialmente, um campo de temperaturas uniforme, ao longo do seu interior. Num determinado momento, $\bar{t} = 0$, um fluxo de calor \bar{q}_1 é aplicado na superfície anterior, em $\bar{x} = 0$, e outro fluxo de calor \bar{q}_2 é aplicado na superfície posterior, em $\bar{x} = \bar{L}$. O campo de temperaturas ao longo do interior da placa é \bar{T}_0 quando $\bar{t} = 0$. Uma formulação matemática adimensional é descrita pelas seguintes equações:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[k(T) \frac{\partial T}{\partial x} \right] = \frac{\partial T}{\partial t}, \quad 0 < x < 1, \quad t > 0 \quad (2.9)$$

$$T(x, 0) = 1, \quad 0 \leq x \leq 1, \quad t = 0 \quad (2.10)$$

$$-k(T) \frac{\partial T}{\partial x} = q_1, \quad x = 0, \quad t > 0 \quad (2.11)$$

$$k(T) \frac{\partial T}{\partial x} = q_2, \quad x = 1, \quad t > 0 \quad (2.12)$$

onde as grandezas adimensionais são definidas como

$$x = \frac{\bar{x}}{\bar{L}}, \quad T = \frac{\bar{T}}{\bar{T}_0}, \quad k = \frac{\bar{k}}{\bar{k}_r}, \quad q = \frac{\bar{L}\bar{q}}{\bar{k}_r\bar{T}_0}, \quad t = \frac{\bar{k}_r}{\bar{\rho}\bar{C}_p} \frac{\bar{t}}{\bar{L}^2},$$

$\bar{\rho}\bar{C}_p$ é a capacidade calorífica por unidade de volume, \bar{T}_0 e \bar{k}_r refere-se à temperatura e condutividade térmica de referência, respectivamente.

O problema directo é usado para gerar as temperaturas simuladas quando o valor de $k(T)$ é especificado. É um problema não linear pois os coeficientes da equação (2.9) são dependentes da temperatura. Então, é usado o método das diferenças finitas para resolver o problema directo iterativamente quando as condições iniciais e de fronteira são conhecidas. De seguida, os resultados da análise directa podem ser introduzidos na equação de sensibilidade e levar, então, a uma análise de sensibilidade.

c) O problema de sensibilidade

É adoptado um algoritmo iterativo para resolver o problema inverso, no qual a análise de sensibilidade é usada para determinar o incremento em cada iteração. Depois de derivar as equações (2.9) a (2.12) em relação a k_m , obtêm-se as equações (2.13) a (2.16) que correspondem às equações matemáticas para o coeficiente de sensibilidade X_m que pode ser obtido explicitamente se $k(T)$ e T forem conhecidos.

$$k(T) \frac{\partial^2 X_m}{\partial x^2} + \frac{\partial k(T)}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial x} \frac{\partial X_m}{\partial x} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \frac{\partial k(T)}{\partial k_m} + \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 \frac{\partial^2 k(T)}{\partial T \partial k_m} = \frac{\partial X_m}{\partial t}, \quad 0 < x < 1, \quad t > 0 \quad (2.13)$$

$$X_m(x, 0) = 0, \quad 0 \leq x \leq 1, \quad t = 0 \quad (2.14)$$

$$\frac{\partial k(T)}{\partial k_m} \frac{\partial T}{\partial x} + k(T) \frac{\partial X_m}{\partial x} = 0, \quad x = 0, \quad t > 0 \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial k(T)}{\partial k_m} \frac{\partial T}{\partial x} + k(T) \frac{\partial X_m}{\partial x} = 0, \quad x = 1, \quad t > 0 \quad (2.16)$$

onde $X_m = \partial T / \partial k_m$

O método das diferenças finitas implícito é usado para efectuar a discretização das equações, e, assim, o problema de sensibilidade pode ser resolvido directamente.

d) O método de linearização proposto

A maneira mais simples e directa de fazer uma linearização é substituindo o problema não linear por uma linearização completa de todas as funções do problema num ponto escolhido. Uma vez que todas as funções são substituídas pela aproximação linear, o resultado toma a forma de um problema linear e pode ser resolvido como tal.

Neste método, o problema inverso é formulado a partir da igualdade de medições experimentais e de respostas calculadas do problema. Seguidamente, o problema é linearizado e é formulado como um conjunto de equações lineares. No problema inverso o número de equações é normalmente maior que o número de variáveis, por isso, o método de erro dos mínimos quadrados é usado para resolver o conjunto de equações.

A temperatura calculada $\Phi_c(\bar{i}, j)$ é resolvida a partir das equações (2.9) a (2.12) e a temperatura medida $\Phi_m(\bar{i}, j)$ é conseguida com o termopar na j -ésima coordenada temporal e i -ésima coordenada espacial. A estimativa da condutividade térmica a determinar pode ser reformulada como um conjunto de equações não lineares:

$$\Phi(\bar{i}, j) = \Phi_c(\bar{i}, j) - \Phi_m(\bar{i}, j) = 0 \quad (2.17)$$

onde $j = 1, 2, 3, \dots, N_t$ e N_t é o número de divisões na malha ao longo da coordenada temporal.

Este conjunto de equações tem \bar{m} variáveis e N_t equações. O número de equações é determinado pelo número de pontos na malha da coordenada temporal. Se o número de equações independentes for maior do que o número de variáveis, o conjunto de equações pode ser resolvido através do método dos mínimos quadrados. Isto pode ser mostrado no procedimento seguinte:

Substituindo o índice temporal j de 1 até N_t na equação (2.17),

$$\Phi = [\Phi(\bar{i}, 1), \Phi(\bar{i}, 2), \Phi(\bar{i}, 3), \dots, \Phi(\bar{i}, N_t)]^T = \{\hat{\Phi}_u\} \quad (2.18)$$

onde $\hat{\Phi}_u$ é o componente do vector Φ .

Os coeficientes a determinar podem ser definidos como:

$$x = [k_1, k_2, k_3, k_4, \dots, k_{\bar{m}}]^T = [x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_{\bar{m}}]^T = \{x_v\} \quad (2.19)$$

A derivada de $\hat{\Phi}_u$ em relação x_v é resolvida através das equações (2.13) - (2.16) e pode ser definida como:

$$\psi_{u,v} = \frac{\partial \hat{\Phi}_u}{\partial x_v} \quad (2.20)$$

A matriz de sensibilidade Ψ pode ser definida como:

$$\Psi = \{\Psi_{u,v}\} \quad (2.21)$$

onde $u=1,2,3,\dots,N_t$ e $v=1,2,3,\dots,\bar{m}$ e $\Psi_{u,v}$ é o elemento de Ψ na linha u e coluna v .

O vector inicial x_0 tem a seguinte forma:

$$x_0 = [x_{1,0}, x_{2,0}, x_{3,0}, x_{4,0}, \dots, x_{\bar{m},0}]^T \quad (2.22)$$

Com as derivadas definidas anteriormente, equações (2.18) - (2.22), chegamos finalmente à seguinte equação:

$$x_{\lambda+1} = x_{\lambda} + \Delta_{\lambda} \quad (2.23)$$

onde Δ_{λ} é uma solução linear do método dos mínimos quadrados para um conjunto de equações lineares sobredeterminado (o número de equações é maior que o número de incógnitas) e que pode ser definido como:

$$\Psi(x_{\lambda})\Delta_{\lambda} = -\Phi(x_{\lambda}) \quad (2.24)$$

$$\Delta_{\lambda} = -[\Psi^T(x_{\lambda})\Psi(x_{\lambda})]^{-1} \Psi^T(x_{\lambda})\Phi(x_{\lambda}) \quad (2.25)$$

Uma vez que Φ não será igual ao vector zero, o ponto de aproximação $x_{\lambda+1}$ será usado como um ponto de linearização para as próximas equações de aproximação.

A anterior derivação é aplicada a uma medição num ponto. No entanto, este método pode ser implementado para medições com vários sensores. Sob estas condições, o número de elementos na equação (2.18) é incrementado com base na formulação da equação (2.17). Por exemplo, se p sensores forem usados para medir um número N_t de intervalos de tempo, o número de elementos será $p \times N_t$ na equação (2.18).

e) O critério de paragem

Com o método de linearização (equação (2.23) a (2.25)) é determinado vector x (equação (2.19)). O valor do incremento Δ_{λ} , vai de x_{λ} a $x_{\lambda+1}$ e é determinado a partir da equação (2.25). Quando Δ_{λ} for calculado, o processo iterativo para determinar $x_{\lambda+1}$ é terminado assim que o critério de paragem for satisfeito. Dois critérios são escolhidos para assegurar a convergência e para parar a iteração:

$$\|x_{\lambda+1} - x_{\lambda}\| \leq \delta \|x_{\lambda+1}\| \quad (2.26)$$

$$\|J(x_{\lambda+1}) - J(x_{\lambda})\| \leq \varepsilon \|J(x_{\lambda+1})\| \quad (2.27)$$

onde

$$J(x_{\lambda+1}) = \sum_{i=1}^{N^{med}} \sum_{j=1}^{N_t} [\Phi_c(i,j) - \Phi_m(i,j)]^2 \quad (2.28)$$

onde δ e ε são pequenos valores positivos com o nome de tolerâncias de convergência.

f) Procedimento a seguir

O procedimento iterativo deste método pode ser resumido da seguinte forma:

Passo 1: Assumir um valor para $k(T)$, que pode, por exemplo, ter a seguinte forma polinomial:

$$k(T) = k_1 + k_2 \left(\frac{T}{k_8}\right) + k_3 \left(\frac{T}{k_8}\right)^2 + k_4 \left(\frac{T}{k_8}\right)^3 + k_5 \left(\frac{T}{k_8}\right)^4 + k_6 \left(\frac{T}{k_8}\right)^5 + k_7 \left(\frac{T}{k_8}\right)^6$$

Resolver o problema directo para obter as temperaturas em todos os pontos.

Passo 2: Fazer a comparação entre as temperaturas medidas no exterior e as temperaturas calculadas, através da equação (2.17).

Passo 3: Calcular a matriz de sensibilidade com as equações (2.13) a (2.16) para o vector dos coeficientes da condutibilidade térmica indeterminados em análise x_λ .

Passo 4: Sabendo a matriz das diferenças de temperaturas (Φ) e a matriz dos coeficientes de sensibilidade (Ψ), calcular o incremento a partir da equação (2.25).

Passo 5: Sabendo o valor do incremento (Δ_λ) e de x_λ , calcular $x_{\lambda+1}$, usando a equação (2.23)

Passo 6: Se os critérios de paragem (equações (2.26) e (2.27)) forem satisfeitos, o processo está terminado, caso contrário, voltar ao passo 1 e repetir novamente o método, usando desta vez a nova aproximação para a condutividade térmica $x_{\lambda+1}$.

2.2.2.2 – Métodos para transferência de calor em regime estacionário e considerando a condutividade constante

Se for considerado que a transferência de calor ocorre em regime estacionário, ou seja, se o fluxo de calor e as temperaturas forem constantes ao longo do tempo, e se a condutividade térmica for considerada constante, podem ser utilizados outros métodos para a determinação da resistência térmica.

Os seguintes métodos são propostos por Igreja R. [9].

A resistência térmica relaciona o fluxo de calor com o gradiente de temperatura. Para a parede representada na figura seguinte:

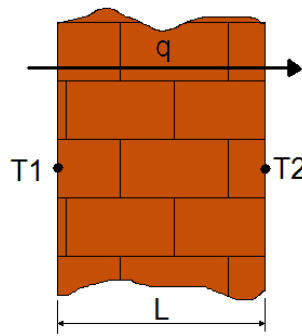


Figura 2.3 - Fluxo de calor através de uma parede

e para condução unidimensional e estacionária, a equação do fluxo de calor é:

$$q = k_m \cdot \frac{T_1 - T_2}{L} \quad (2.29)$$

onde k_m é a condutividade térmica média, ou

$$q = K_p \cdot (T_1 - T_2) = \frac{T_1 - T_2}{R_t} \quad (2.30)$$

onde R_t representa a resistência térmica da parede (em $m^2 \cdot ^\circ C / W$), sendo K_p designado por condutância térmica.

Da equação (2.30) conclui-se que para a obtenção do valor da resistência térmica, terão de ser conhecidos o fluxo de calor, q , e a diferença de temperaturas entre as superfícies da parede, T_1 e T_2 . O valor de R_t será então:

$$R_t = \frac{T_1 - T_2}{q} \quad (2.31)$$

a) Método baseado na medição de temperaturas

Observando a Figura 2.4, onde T_A e T_B representam as temperaturas do ar nos espaços de um e outro lado da parede, e h_A e h_B os correspondentes coeficientes de convecção entre o ar e a superfície da parede, pode-se estabelecer o fluxo de calor q como:

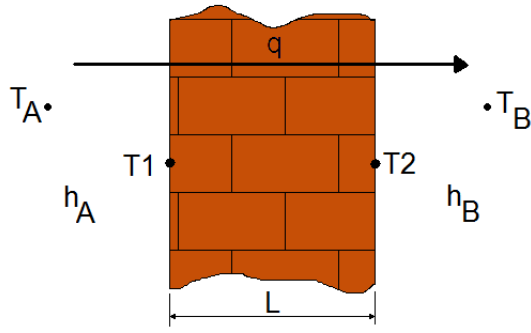


Figura 2.4 – Fluxo de calor por condução e convecção

$$q = h_A \cdot (T_A - T_1) = \frac{T_1 - T_2}{R_t} = h_B \cdot (T_2 - T_B) \quad (2.32)$$

Daqui poderemos obter a resistência térmica como:

$$R_t = \frac{T_1 - T_2}{h_A \cdot (T_A - T_1)} \quad (2.33)$$

ou como:

$$R_t = \frac{T_1 - T_2}{h_B \cdot (T_2 - T_B)} \quad (2.34)$$

A incerteza do valor de R_t , ΔR_t , obtido através da expressão da equação (2.33), será:

$$\Delta R_t = \sqrt{\left(\frac{\partial R_t}{\partial T_1} \cdot \Delta T_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R_t}{\partial T_2} \cdot \Delta T_2\right)^2 + \left(\frac{\partial R_t}{\partial T_A} \cdot \Delta T_A\right)^2 + \left(\frac{\partial R_t}{\partial h_A} \cdot \Delta h_A\right)^2} \quad (2.35)$$

onde ΔT_1 , ΔT_2 , ΔT_A e Δh_A são as incertezas de T_1 , T_2 , T_A e h_A respectivamente.

Desenvolvendo as derivadas parciais, obtém-se:

$$\Delta R_t = \frac{R}{T_1 - T_2} \cdot \sqrt{\frac{(T_A - T_2)^2}{(T_A - T_1)^2} \cdot \Delta T_1^2 + \Delta T_2^2 + \frac{(T_1 - T_2)^2}{(T_A - T_1)^2} \cdot \Delta T_A^2 + \frac{1}{h_A^2} \cdot \Delta h_A^2} \quad (2.36)$$

Se R_t for obtido através da equação (2.34), a sua incerteza será:

$$\Delta R_t = \frac{R}{T_1 - T_2} \cdot \sqrt{\Delta T_1^2 + \frac{(T_1 - T_B)^2}{(T_2 - T_B)^2} \cdot \Delta T_2^2 + \frac{(T_1 - T_2)^2}{(T_2 - T_B)^2} \cdot \Delta T_B^2 + \frac{1}{h_B^2} \cdot \Delta h_B^2} \quad (2.37)$$

Caso se considere que o processo de transferência de calor entre o ar e as superfícies das paredes se processa através de convecção natural, os coeficientes de convecção podem ser obtidos, para superfícies verticais através de:

$$h = 1,42 \cdot \left(\frac{|T_s - T_\infty|}{L} \right)^{0,25} \quad \text{se } Ra < 10^9 \text{ (escoamento laminar)} \quad (2.38)$$

$$h = 0,95 \cdot |T_s - T_\infty|^{1/3} \quad \text{se } Ra > 10^9 \text{ (escoamento turbulento)} \quad (2.39)$$

em que L representa a dimensão vertical da superfície, e T_s e T_∞ as temperaturas da superfície e do fluído, neste caso do ar.

Para superfícies horizontais voltadas para cima (pavimentos), se a temperatura da superfície for superior à do ar, ou voltadas para baixo (tectos), se a temperatura da superfície for inferior à do ar:

$$h = 1,32 \cdot \left(\frac{|T_s - T_\infty|}{L} \right)^{0,25} \quad \text{se } Ra < 10^9 \text{ (escoamento laminar)} \quad (2.40)$$

$$h = 1,43 \cdot |T_s - T_\infty|^{1/3} \quad \text{se } Ra > 10^9 \text{ (escoamento turbulento)} \quad (2.41)$$

E, para superfícies horizontais voltadas para cima, se a temperatura da superfície for inferior à do ar, ou voltadas para baixo, se a temperatura da superfície for superior à do ar:

$$h = 0,61 \cdot \left(\frac{|T_s - T_\infty|}{L^2} \right)^{0,2} \quad (2.42)$$

Em que L representa neste caso a dimensão horizontal (a média dos lados, caso se trate de um rectângulo), e T_s e T_∞ , tal como anteriormente, as temperaturas da superfície do ar.

O número de Rayleigh, Ra , é definido como:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot C_p \cdot \rho^2 \cdot |T_s - T_\infty| \cdot L^3}{\mu \cdot k} \quad (2.43)$$

em que g é a aceleração da gravidade, β a expansividade térmica do ar, C_p o calor específico a pressão constante, ρ a massa volúmica, μ a viscosidade e k a condutividade térmica.

As propriedades do ar devem ser avaliadas à temperatura de película:

$$T_p = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (2.44)$$

Este é um método simples, em que teoricamente apenas é necessário medir três temperaturas e as dimensões da parede (para obter o coeficiente de convecção), podendo as propriedades do ar ser obtidas na bibliografia. No entanto, haverá, provavelmente, uma grande incerteza associada à quantificação do coeficiente de convecção, que se reflectirá, também, numa grande incerteza da resistência térmica. Além disso, este método pressupõe que o fluxo de calor se processe em regime estacionário.

b) Método baseado na medição do fluxo de calor

Como já foi referido, para obter a resistência térmica de uma parede, terão de ser conhecidos o fluxo de calor e a diferença de temperaturas entre as superfícies da parede. Se a medição da diferença de temperaturas não representa grandes problemas, o mesmo não se passa como fluxo de calor.

Se à parede representada na Figura 2.3 for adicionada uma fina camada de material (Figura 2.5):

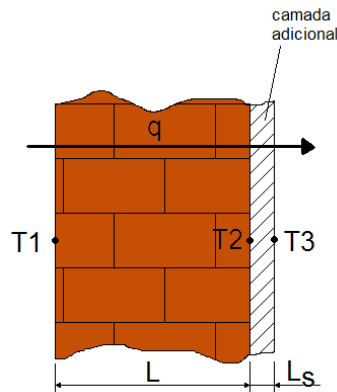


Figura 2.5 - Parede com uma camada adicional de espessura L_s

e assumirmos que o fluxo de calor, q , continua a ser o mesmo, este é dado por:

$$q = \frac{k_s}{L_s} \cdot (T_2 - T_3) \quad (2.45)$$

Conhecendo a espessura, L_s , da camada, e a sua condutividade térmica, k_s , e medindo a diferença de temperaturas $(T_2 - T_3)$, será possível obter o valor do fluxo de calor.

Na realidade, a camada adicional vai aumentar a resistência térmica total, causando redução do fluxo de calor. Mas quanto menor for a espessura L_s e maior a sua condutividade térmica k_s , menor será essa diferença. Originando, no entanto, baixos valores de $(T_2 - T_3)$.

Na prática, $(T_2 - T_3)$ só poderá ser medido com um grande número de termopares diferenciais ligados em série (termopilha).

Um sensor de fluxo de calor pode ser construído como representado na próxima figura:

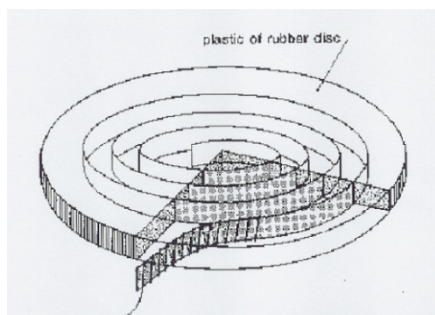


Figura 2.6 – Sensor de fluxo de calor resultante de uma termopilha integrada num disco de borracha [9]

Na seguinte figura encontra-se representada a parede, com e sem o sensor montado:

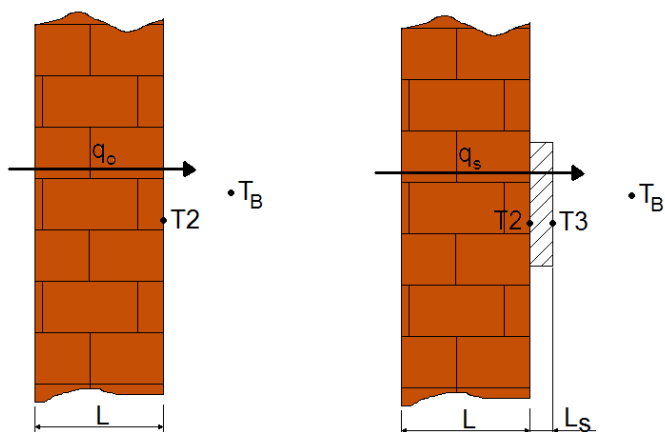


Figura 2.7 – Parede e parede com sensor de fluxo de calor montado

Designa-se por R_h , a resistência da transferência de calor por convecção entre as superfícies da parede e do sensor, e o ar a temperatura T_B , e por R_{sens} a resistência térmica do sensor, incluindo a resistência de contacto. Para a situação de parede sem sensor, podemos expressar o fluxo de calor q_0 como:

$$q_0 = \frac{(T_2 - T_B)}{R_h} \quad (2.46)$$

E para a parede com o sensor, o fluxo por ele medido, q_s , como:

$$q_s = \frac{(T_2 - T_B)}{R_{sens} + R_h} \quad (2.47)$$

Assim, a relação entre o fluxo de calor medido, e o fluxo de calor real, será:

$$\frac{q_s}{q_0} = \frac{R_h}{R_h + R_{sens}} \quad (2.48)$$

Este quociente permite, por um lado, ter uma ideia do erro cometido na medição do fluxo de calor, pelo facto de usar o sensor, e por outro, avaliar até que ponto deve a resistência R_{sens} ser pequena.

Este método pressupõe que o fluxo de calor se processe em regime estacionário. Se uma das superfícies da parede for exterior, devido à variação diária da temperatura ambiente, este pressuposto poderá estar totalmente errado. Assim, R_t deverá ser determinado através de:

$$R_t = \frac{\int_0^t (T_1 - T_2) dt}{\int_0^t q \cdot dt} = \frac{\int_0^t (T_1 - T_2) dt}{\int_0^t h_A \cdot (T_A - T_1) dt} \quad (2.49)$$

Em geral, para a maioria dos edifícios, o tempo de integração, t , deverá ser no mínimo de 24 horas.

Este método, tal como o anterior, pressupõe que exista uma diferença de temperatura, natural ou criada artificialmente, entre os dois espaços divididos pela parede. O que vai provocar um fluxo de calor unidimensional através da parede. Fluxo este, que, como foi mostrado, pode ser medido no sentido de obter o valor da resistência térmica da parede.

c) Método baseado na utilização de uma fonte quente

Existe ainda outro método, que não necessita que exista uma diferença de temperatura entre os espaços divididos pela parede, no qual o fluxo de calor é provocado usando uma placa quente. No entanto, e a não ser que seja usada uma placa quente das mesmas dimensões da parede, haverá fluxos de calor tridimensionais (Figura 2.8).

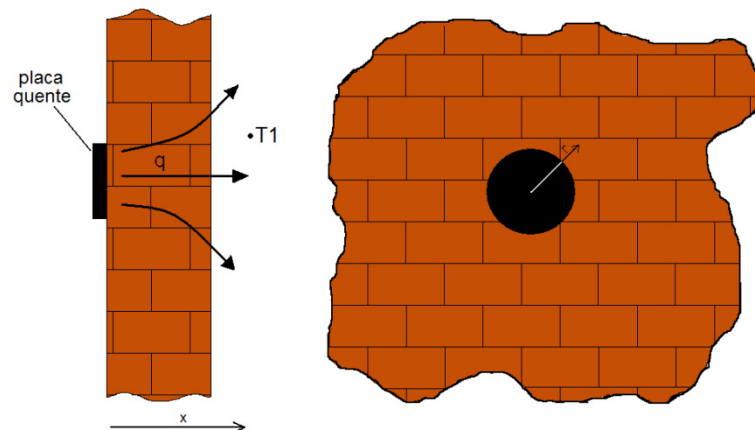


Figura 2.8 – Esquema da placa quente na parede

No entanto, se a placa for de dimensões bastante inferiores às da parede, o fluxo de calor pode ser considerado bidimensional, em x e em r .

O perfil de temperatura na superfície oposta à placa quente terá a seguinte forma:

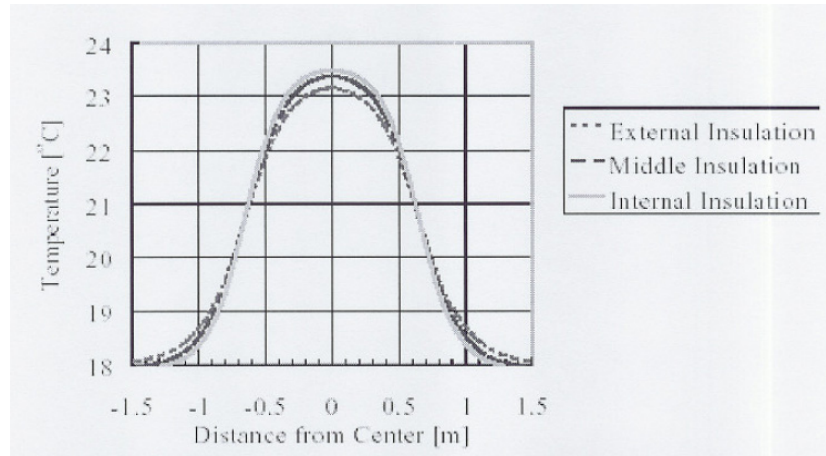


Figura 2.9 – Perfil de temperatura na superfície oposta à placa quente [9]

O perfil de temperatura será idêntico, na mesma estrutura, independentemente da temperatura circundante. A forma do perfil será diferente para diferentes tipos de parede (Figura 2.10):

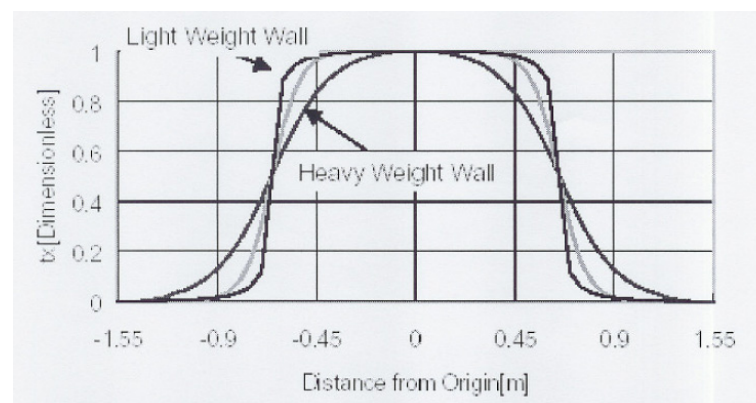


Figura 2.10 – Perfis da temperatura adimensional para vários tipos de parede [9]

A forma destes perfis permitirá identificar a relação entre o fluxo de calor que acontece no sentido radial e o que acontece na direcção longitudinal. Para um perfil mais plano o fluxo de calor radial é maior que para um perfil mais “quadrado”.

Através destes perfis e das diferenças de temperatura entre as superfícies da parede, e recorrendo a simulação e métodos de calibração, foi possível chegar a curvas de correcção da resistência térmica medida.

2.3 – Conclusões

Vários métodos inversos para determinação da condutividade térmica, ou resistência térmica, de materiais foram apresentados.

Os *métodos destrutivos* requerem medições no interior do meio em análise, para definição do perfil de temperaturas, o que dificulta a sua aplicação na envolvente de edifícios pois implica danos na construção.

Dos *métodos não destrutivos*, podem distinguir-se dois tipos de problemas. Os que consideram a transferência de calor em *regime transitório* e a *condutividade térmica dependente da temperatura*, e os que consideram a transferência de calor em *regime estacionário* e a *condutividade térmica constante*.

No primeiro tipo, dois dos métodos apresentados requerem que uma das condições fronteira seja uma superfície adiabática, o que mais uma vez se torna muito complicado de conseguir na envolvente de edifícios. O último deste tipo, proposto por Yang [7] é um método genérico desenvolvido para o cálculo da condutividade térmica em qualquer tipo de material, tal como todos os anteriores, mas sendo que, neste caso é possível a sua aplicação em edifícios. Ao contrário dos anteriores, este método apenas requer medições de fluxos de calor e temperaturas na superfície da parede, sendo contudo necessário especificar a forma de variação da condutividade térmica.

Contudo, este método é desenvolvido para quando a transferência de calor se processa em regime transitório. No caso da transferência de calor na envolvente de edifícios esse processo pode ser considerado quase - estacionário, uma vez que devido à elevada inércia térmica dos materiais da parede, as variações de temperatura ao longo do tempo não são significativas. Para se considerar um método em regime transitório seria necessário efectuar medições com intervalos de tempo elevados para serem registadas alterações de temperatura significativas na superfície da parede. Adicionalmente, para se considerar o processo como quase – estático é necessário que não haja grandes variações do fluxo de calor para o interior da parede ao longo do tempo.

Por outro lado, este método supõe também que a condutividade térmica varia com a temperatura. No caso de edifícios as temperaturas que se podem registar numa parede não são muito elevadas. Assim, a variação da condutividade térmica é moderada e pode ser desprezada (Anexo, ponto 1), podendo, então ser usado um valor constante, tornando os cálculos bastante mais simples.

Ainda, para a utilização deste método, é necessária a medição do fluxo de calor, que pode ser imposto (p.e. placa quente) ou devido às diferenças de temperatura. De qualquer das maneiras, estamos no domínio dos métodos que foram apresentados posteriormente e que se baseiam na medição do fluxo de calor para calcular a resistência térmica.

Deste modo, se no caso da envolvente de edifícios for considerada uma condutividade térmica constante e um regime de transferência de calor estacionário, não é necessária a utilização deste método.

No segundo tipo de problema, em regime estacionário e sendo a condutividade térmica constante, a sua resolução torna-se bem mais simples, uma vez que requer menos manipulação numérica.

O primeiro método para regime estacionário apresentado baseia-se na medição das temperaturas do ar interior ou exterior e de ambas as superfícies da parede, assim como das dimensões da superfície da parede (para o cálculo do coeficiente de convecção). Tem a vantagem de não necessitar de elementos auxiliares (para medição de fluxo de calor, por exemplo), sendo portanto um método bastante simples. No entanto, tem a desvantagem da incerteza associada ao cálculo do coeficiente de convecção, que poderá afectar a resistência térmica com uma grande incerteza. É também necessário que o fluxo de calor se processe em regime estacionário.

O segundo método tem a desvantagem de necessitar da aplicação de uma camada de material com condutividade térmica conhecida ou da utilização de um sensor para a mediação do fluxo de calor, o que no caso de paredes de edifícios dificulta a sua aplicação.

O terceiro método, que consiste na utilização de uma fonte de calor, tem, novamente a desvantagem de necessitar de um elemento externo, que o torna mais trabalhoso de aplicar em edifícios. A juntar a isso, a utilização da placa quente pode originar fluxos de calor tridimensionais que são de todo indesejados. Existe ainda outra desvantagem, que surge no caso de a placa estar a uma temperatura elevada, podendo provocar danos na parede, ou revestimento exterior (tinta).

3. Modelos e métodos

3.1 - Aplicação de um método para regime estacionário e condutividade térmica constante

Depois de analisados os métodos já desenvolvidos para a determinação da resistência térmica em materiais e edifícios, e partindo do pressuposto que é possível conseguir um processo de transferência de calor em regime quase estático e que a condutividade térmica não depende da temperatura, optou-se por desenvolver um método baseado naqueles propostos por Igreja R. [8].

O primeiro apresenta-se como uma alternativa bastante válida, como já foi referido anteriormente, uma vez que apenas requer a medição de três temperaturas, não necessitando, portanto de aparelhos externos (p.e. placa quente), o que facilita a sua aplicação.

Assim, o método apresentado em seguida foi desenvolvido com base no primeiro proposto por Igreja R. [8], baseado na medição de temperaturas e consequentemente o cálculo do fluxo de calor por convecção. O método pressupõe que o fluxo de calor se processa em regime estacionário e que as temperaturas não variam com o tempo. Para o cálculo dos coeficientes de convecção foram usadas equações empíricas retiradas da literatura [9]. De seguida é feita uma introdução a esta forma de transferência de calor.

3.1.1 - Introdução à convecção [1]

O termo convecção é utilizado para descrever a transferência de energia entre uma superfície e um fluido em movimento sobre a superfície.

A equação para a taxa de transferência de calor por convecção, tem a forma

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (3.1)$$

onde q'' , o fluxo de calor por convecção (W/m^2), é proporcional à diferença de temperaturas da superfície e do fluido, T_s e T_∞ , respectivamente. A constante de proporcionalidade h ($W/m^2.K$) é conhecida como coeficiente de transferência de calor por convecção. h depende das condições da camada limite, as quais, por sua vez, são influenciadas pelo tipo de superfície, natureza do movimento do fluido, e por outras propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido.

O fluxo de calor por convecção é considerado positivo se o calor for transferido a partir da superfície ($T_s > T_\infty$) e negativo se o calor for transferido para a superfície ($T_s < T_\infty$).

Considerando um fluido com velocidade V e temperatura T_∞ que escoa sobre uma superfície de área A_s . Se a temperatura da superfície for uniforme, T_s , e se $T_s \neq T_\infty$, irá ocorrer transferência de calor por convecção. O fluxo de calor por convecção local q'' pode, então, ser representado pela (3.1). Como as condições de escoamento variam ao longo da superfície, q'' e h também variam.

Definindo um coeficiente de convecção médio \bar{h} para toda a superfície, a taxa total de transferência de calor pode ser representada como

$$q = \bar{h} \cdot A_s (T_s - T_\infty) \quad (3.2)$$

Um primeiro passo essencial no tratamento de qualquer problema de convecção é determinar se a camada limite é laminar ou turbulenta. As taxas de transferência por convecção dependem fortemente de qual dessas condições existe.

Conforme mostrado na Figura 3.1, existem diferenças significativas entre as condições de escoamento laminar e turbulento. Na camada limite laminar, o movimento do fluido é altamente ordenado, por outro lado, na camada limite turbulenta, o movimento é altamente irregular e caracterizado por flutuações de velocidade. Essas flutuações aumentam a transferência de energia, e assim aumentando as taxas de transferência por convecção.

As condições anteriores são mostradas esquematicamente na Figura 3.1 para o desenvolvimento da camada limite de velocidade numa placa plana. A camada limite é inicialmente laminar, mas em alguma distância do bordo de ataque pequenos distúrbios são amplificados e a transição para regime turbulento começa a ocorrer. Flutuações do fluido começam a desenvolver-se na região de transição, e a camada limite acaba por se tornar completamente turbulenta.

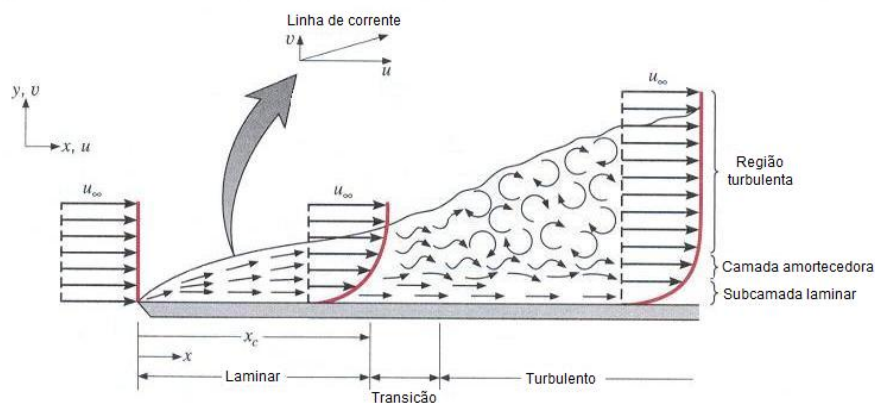


Figura 3.1– Desenvolvimento da camada limite numa placa plana [10]

No cálculo do comportamento da camada limite, é frequentemente razoável admitir que a transição comece para alguma posição x_c . Essa posição é determinada por um grupo de variáveis adimensionais conhecido por número de Reynolds

$$Re_x \equiv \frac{u_\infty \cdot x}{\nu} \quad (3.3)$$

onde, para uma placa plana, o comprimento característico x é a distância ao bordo de ataque. O número crítico de Reynolds é o valor de Re_x para o qual a transição começa, e para uma placa plana, sabe-se que varia entre 10^5 e 3×10^6 . O valor de

$$Re_x \equiv \frac{u_\infty \cdot x}{\nu} = 5 \times 10^5 \quad (3.4)$$

é frequentemente presumido para os cálculos da camada limite.

Um parâmetro adimensional essencial para os cálculos de convecção é o número de Nusselt, que fornece uma medida da transferência de calor por convecção que ocorre na superfície. Este parâmetro é definido por:

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k_f} \quad (3.5)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção local, L a dimensão característica, e k_f a condutividade térmica do fluido.

Do conhecimento de Nu , o coeficiente local de convecção h pode ser encontrado e o fluxo de calor local pode então ser calculado a partir da (3.1). Uma vez que o coeficiente de transferência de calor médio é obtido pela integração sobre a superfície do corpo, ele deve ser independente da variável espacial. Assim, o número de Nusselt médio vem:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot L}{k_f} \quad (3.6)$$

A aproximação experimental ou empírica envolve a realização de medições da transferência de calor em condições laboratoriais controladas e correlacionando os dados em termos dos parâmetros adimensionais apropriados. As correlações empíricas mais relevantes para este trabalho são apresentadas de seguida.

A transferência de calor por convecção pode ser classificada de acordo com a natureza do escoamento.

a) Convecção forçada

Na convecção forçada, o movimento relativo entre o fluido e a superfície é mantido por meios externos (p.e. um ventilador, uma bomba ou o vento atmosférico), e não por forças de impulsão devidas aos gradientes de temperatura no fluido (convecção natural).

Placa plana no escoamento paralelo:

- Escoamento laminar

O desenvolvimento da camada limite laminar começa no bordo de ataque ($x=0$) e a transição para turbulento pode ocorrer numa posição posterior (x_c) para o qual o número crítico de Reynolds, $Re_{x,c}$, é alcançado (Figura 3.2).

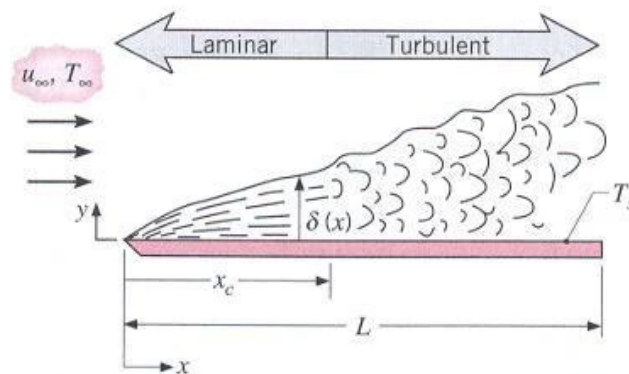


Figura 3.2 – Escoamento laminar e turbulento numa placa plana [10]

O número de Nusselt médio é dado por

$$\overline{Nu}_x = \frac{\bar{h}_x \cdot x}{k} = 0,664 \cdot Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad Pr \gtrsim 0,6 \quad (3.7)$$

Esta equação pode ser utilizada para qualquer $0 < x < x_c$ onde x_c é a distância do bordo de ataque na qual a transição tem início. Se o escoamento é laminar em toda a superfície, o índice poder ser substituído por L, e a equação (3.7) pode ser utilizada para prever as condições médias para toda a superfície.

- Camada limite mista

Se a transição de escoamento laminar para turbulento ocorrer suficientemente a montante do escoamento do bordo de saída, ($x_c/L \leq 0,95$), os coeficientes médios superficiais serão influenciados pelas condições das duas camadas limites, laminar e turbulenta.

Na situação da camada limite mista (Figura 3.2), o coeficiente médio de transferência de calor por convecção é obtido integrando sobre a região laminar e sobre a região turbulenta. O número de Nusselt médio é, então, dado por

$$\overline{Nu}_L = (0,037.Re_L^{4/5} - A).Pr^{1/3} \quad (3.8)$$

Onde a constante A é determinada pelo valor do número crítico de Reynolds Re_{x_c} . Ou seja,

$$A = 0,037.Re_{x,c}^{4/5} - 0,664.Re_{x,c}^{1/2} \quad (3.9)$$

Se um número representativo de Reynolds de transição de $Re_{x_c} = 5 \times 10^5$ for considerado, a equação (3.8) reduz-se a

$$\overline{Nu}_x = (0,037.Re_L^{4/5} - 871).Pr^{1/3} \quad 0,6 < Pr < 6, \quad 5 \times 10^5 < Re \lesssim 10^8 \quad (3.10)$$

-Escoamento turbulento

Em situações para as quais $L \gg x_c$ ($Re_L \gg Re_{x_c}$), $A \ll 0,037.Re_L^{4/5}$, ou seja, em que o escoamento seja turbulento e esteja plenamente desenvolvido, e, para uma aproximação razoável, a equação (3.10) pode ser reduzida a

$$\overline{Nu}_L = 0,037.Re_L^{4/5}.Pr^{1/3} \quad Re_L \gg Re_{x_c}, \quad L \gg x_c \quad (3.11)$$

Os resultados anteriores também podem ser usados quando existe uma camada limite turbulenta sobre toda a placa. Todas as correlações anteriores necessitam de avaliação das propriedades do fluido na temperatura de película

$$T_p \equiv \frac{(T_s + T_\infty)}{2} \quad (3.12)$$

b) Convecção natural

A convecção natural (ou livre) é originada quando uma força de corpo (normalmente a força gravítica) actua sobre um fluido no qual existem gradientes de massa específica. O resultado é uma força de impulsão que induz correntes de convecção natural. No caso mais comum, o gradiente de massa específica é devido ao gradiente de temperatura, e a força de corpo é devida ao campo gravítico. A massa específica dos gases e líquidos depende da temperatura, geralmente decrescendo (devido à expansão do fluido) com a elevação da temperatura.

Uma vez que as velocidades dos escoamentos com convecção natural são geralmente menores do que aquelas associadas com a convecção forçada, as taxas correspondentes de transferência de calor por convecção também são pequenas. Assim, tem-se a tendência de subestimar os processos de convecção natural, o que deve ser evitado.

Considere as condições da Figura 3.3.

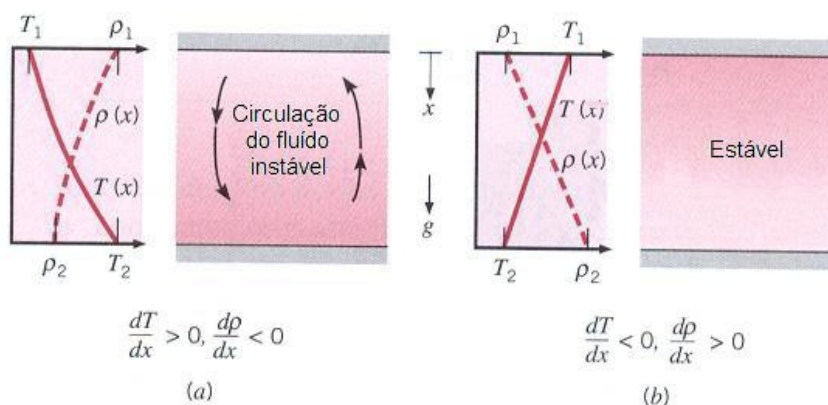


Figura 3.3 – Condições de um fluido entre grandes placas horizontais a diferentes temperaturas. a) Gradiente de temperatura instável. b) Gradiente de temperatura estável [10]

Um fluido é confinado por duas placas horizontais grandes de diferentes temperaturas ($T_1 \neq T_2$). No caso *a*) a temperatura da placa inferior é maior do que a da placa superior, e a massa específica decresce no sentido da força gravítica. Se a diferença de temperatura exceder um valor crítico, as condições são instáveis e as forças de impulsão são capazes de superar a influência de retardamento das forças viscosas. A força gravítica no fluido de maior massa específica nas camadas superiores excede as que actuam no corpo mais leve nas camadas inferiores, e o padrão de circulação designado irá existir. O fluido mais pesado terá o sentido descendente, sendo aquecido no processo, enquanto o mais leve irá subir, resfriando-se conforme se movimenta. Contudo, essa condição não caracteriza o caso *b*, para o qual $T_1 > T_2$ e a massa específica não mais decresce na direcção da força gravítica. As condições são agora estáveis, e não há o movimento global do fluido. No caso *a*) a transferência de calor ocorre da superfície inferior para a superior por convecção natural; para o caso *b*) a transferência de calor (da superior para a inferior) ocorre por condução.

Os escoamentos por convecção natural podem ser classificados de acordo com a existência ou não de uma superfície que o limite.

No caso das paredes de edifícios, a convecção natural é limitada por uma superfície. O exemplo clássico deste tipo de convecção descreve o desenvolvimento sobre uma placa vertical aquecida (Figura 3.4). A placa é imersa num fluido extenso imóvel e com $T_s > T_\infty$ o fluido próximo à placa possui menor massa específica do que o fluido que se encontra mais afastado. Assim sendo, forças de impulsão induzem uma camada limite de convecção na qual o fluido aquecido ascende verticalmente, entrando fluido na

região imóvel. A distribuição de velocidades resultante é diferente daquela associada com camadas limites de convecção forçada. Em particular, a velocidade é nula conforme $y \rightarrow \infty$, assim como em $y = 0$. Uma camada limite de convecção natural também se desenvolve se $T_s < T_\infty$. Nesse caso, contudo, o movimento do fluido é descendente.

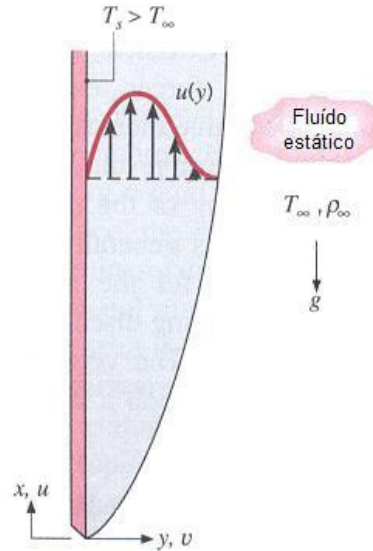


Figura 3.4 – Desenvolvimento da camada limite sobre uma placa vertical aquecida [10]

As correlações para a convecção, aplicam-se independentemente se $T_s > T_\infty$ ou $T_s < T_\infty$. Para este último caso as condições são invertidas a partir daquelas da Figura 3.4. O bordo de ataque encontra-se no alto da placa, e o x positivo é definido na direcção da força da gravidade.

Os escoamentos com convecção natural originam-se tipicamente de uma instabilidade térmica. Ou seja, o fluido quente, mais leve, move-se verticalmente para cima em relação ao fluido mais frio e mais pesado. Entretanto, como com a convecção forçada, as instabilidades hidrodinâmicas também podem surgir. Ou seja, os distúrbios no escoamento podem ser aumentados, levando à transição de escoamento laminar para turbulento. Esse processo é mostrado esquematicamente na Figura 3.5 para uma placa vertical aquecida.

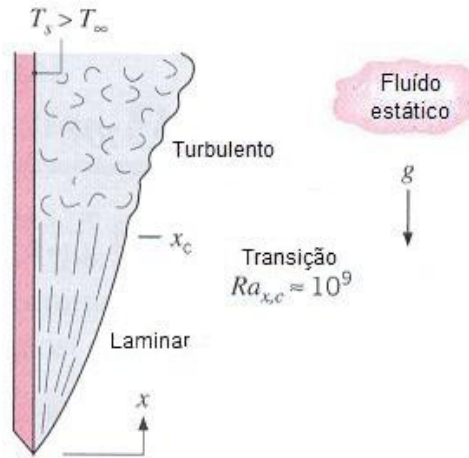


Figura 3.5– Camada limite de transição com convecção natural sobre uma placa vertical [10]

A transição na camada limite de convecção natural depende da grandeza relativa das forças de impulsão e viscosas no fluido. É usual correlacionarmos a sua ocorrência em função do número de Rayleigh. Para placas verticais o número de Rayleigh crítico é:

$$Ra_{x,c} = \frac{g \cdot \beta \cdot |T_s - T_\infty| \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \approx 10^9 \quad (3.13)$$

Na secção seguinte são apresentadas as correlações empíricas desenvolvidas para *convecção natural* em placas. As correlações são adequadas para a maior parte dos cálculos de engenharia e são geralmente da forma

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k} = C \cdot Ra_L^n \quad (3.14)$$

onde o número de Rayleigh,

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot |T_s - T_\infty| \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (3.15)$$

é baseado no comprimento característico L da geometria. Tipicamente, para escoamento laminar $n = 1/4$ e $C = 0,59$ e para escoamento turbulento $n = 1/3$ e $C = 0,1$. Para escoamento turbulento \bar{h}_L é independente de L . Todas as propriedades são avaliadas na temperatura de película (3.12).

- Placas verticais

Uma correlação que pode ser aplicada sobre toda a faixa de Ra_L tem sido recomendada, e é da forma

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.16)$$

Embora a equação anterior seja apropriada para a maioria dos cálculos de engenharia, uma precisão ligeiramente melhor pode ser obtida para o escoamento laminar com a utilização de

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,670 \cdot Ra^{1/4}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad Ra_L \leq 10^9 \quad (3.17)$$

Os resultados anteriores foram obtidos para uma placa isotérmica (T_s constante).

-Placas inclinadas e horizontais

Para uma placa vertical, aquecida (ou arrefecida) em relação a um fluido ambiente, a placa é alinhada com o vector força gravítica, e a força de impulsão actua exclusivamente para induzir o movimento do fluido na direcção vertical ascendente (ou descendente). Entretanto, se a placa for inclinada em relação à gravidade, a força de impulsão tem uma componente normal, assim como paralela à superfície da placa. Com uma redução na força de impulsão paralela à superfície, há uma redução nas velocidades do fluido ao longo da placa, e pode-se esperar que haja uma redução na transferência de calor por convecção. Tal redução depende de se estamos de facto interessados na transferência de calor da superfície superior ou inferior da placa.

Conforme mostrado na Figura 3.6a, se a placa é arrefecida, o componente y da força de impulsão, que é normal à placa, actua para manter o escoamento descendente na camada limite em contacto com a superfície da placa. Uma vez que a componente x da aceleração gravítica é reduzida a $g \cos \theta$, as velocidades do fluido ao longo da placa são reduzidas e há uma redução na transferência de calor por convecção na superfície superior. Contudo, na superfície inferior, a componente y da força de impulsão actua para movimentar o fluido da superfície, e o desenvolvimento da camada limite é interrompido pela descarga de parcelas de fluido frio da superfície (Figura 3.6a). O escoamento resultante é tridimensional, e conforme, mostrado em outra vista da Figura 3.6b (direcção z), o fluido frio da superfície inferior é continuamente substituído pelo fluido ambiente mais quente. A substituição do fluido mais frio na camada limite pelo fluido ambiente, mais quente, e a redução na espessura da camada limite térmica actuam para intensificar a transferência de calor por convecção para a superfície inferior. Tendências similares caracterizam a placa aquecida (Figura 3.6c,

d), e o escoamento tridimensional é agora associado com a superfície superior, a partir da qual parcelas do fluido quente são descarregadas.

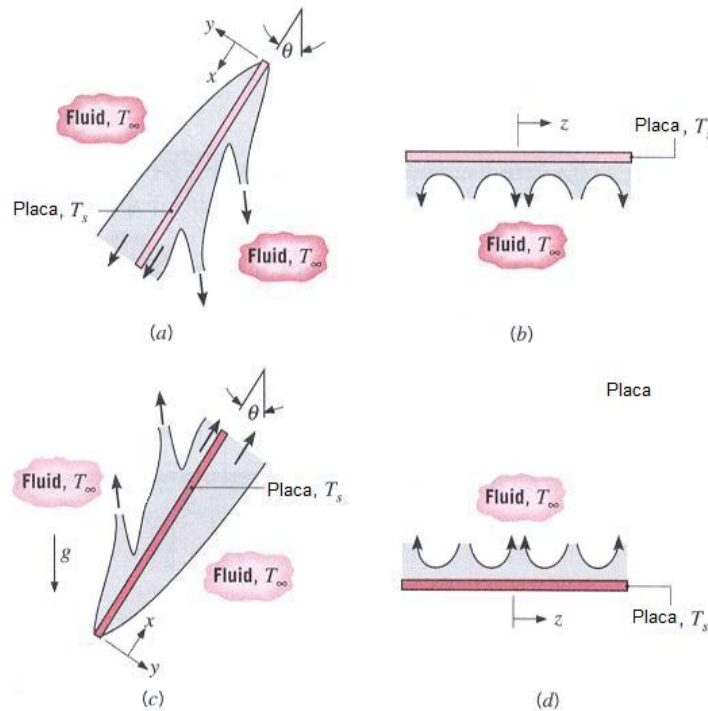


Figura 3.6 – Escoamentos provocados pela impulsão sobre uma placa inclinada: a) vista lateral de escoamento nas superfícies superior e inferior de uma placa fria ($T_s < T_\infty$), b) vista da extremidade do escoamento na superfície inferior da placa fria, c) vista lateral dos escoamentos nas superfícies superior e inferior ($T_s > T_\infty$) e d) vista da extremidade do escoamento da superfície da placa quente. [10]

Para a determinação dos coeficientes de convecção em placas inclinadas podem ser usadas as correlações das placas verticais substituindo g por $g \cos \theta$, para $0 \leq \theta \leq 60^\circ$, no cálculo do número de Rayleigh, mas apenas para os casos de superfícies superior e inferior de placas arrefecidas e aquecidas, respectivamente. Para superfícies opostas, não são feitas recomendações, e a literatura deve ser consultada.

Se a placa for horizontal, a força de impulsão é exclusivamente normal à superfície. Assim como para a placa inclinada, padrões de escoamento e de transferência de calor dependem fortemente de se a superfície é arrefecida ou aquecida e de se está voltada para cima ou para baixo. Para uma superfície fria voltada para cima (Figura 3.7a) e uma superfície quente voltada para baixo (Figura 3.7d), a tendência do fluido a descender e ascender, respectivamente é impedida pela placa. O escoamento deve mover-se horizontalmente antes que ele possa descender ou ascender das extremidades da placa, e a transferência de calor por convecção é de certa forma ineficaz. Ao contrário, para uma superfície fria voltada para baixo (Figura 3.7b) e uma superfície quente voltada para cima (Figura 3.7c), o escoamento é direccionado pelas parcelas descendente e ascendente do fluido, respectivamente. A conservação de massa determina que o fluido frio (quente) descendente (ascendente) a partir de uma

superfície seja substituído pelo fluido mais quente (frio) ascendente (descendente) oriundo do ambiente, e a transferência de calor é muito mais eficaz.

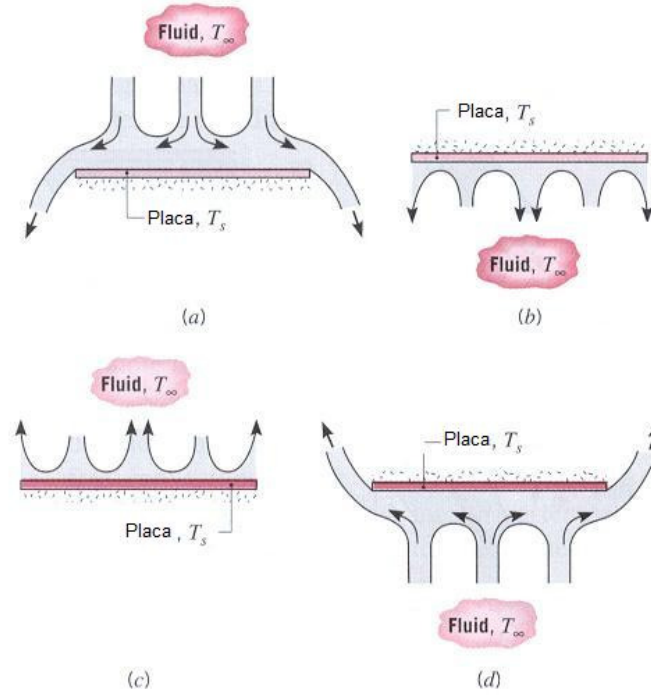


Figura 3.7 – Escoamento induzido pela impulsão sobre placas frias ($T_s < T_\infty$) e quente ($T_s > T_\infty$): a) superfície superior da placa fria, b) superfície inferior da placa fria, c) superfície superior da placa quente e d) superfície inferior da placa quente [10]

Para placas horizontais, as correlações recomendadas para o número médio de Nusselt são

-superfície superior da placa aquecida ou superfície inferior da placa arrefecida

$$\overline{Nu}_L = 0,54.Ra_L^{1/4} \quad 10^4 \lesssim Ra_L \lesssim 10^7 \quad (3.18)$$

$$\overline{Nu}_L = 0,15.Ra_L^{1/3} \quad 10^7 \lesssim Ra_L \lesssim 10^{11} \quad (3.19)$$

-superfície inferior da placa aquecida ou superfície superior arrefecida

$$\overline{Nu}_L = 0,27.Ra_L^{1/4} \quad 10^5 \lesssim Ra_L \lesssim 10^{10} \quad (3.20)$$

Com o comprimento característico a ser definido por $L = A_s/P$, onde A_s e P são, respectivamente a área da superfície da placa e o perímetro.

3.1.2 - Desenvolvimento do método baseado na medição de temperaturas

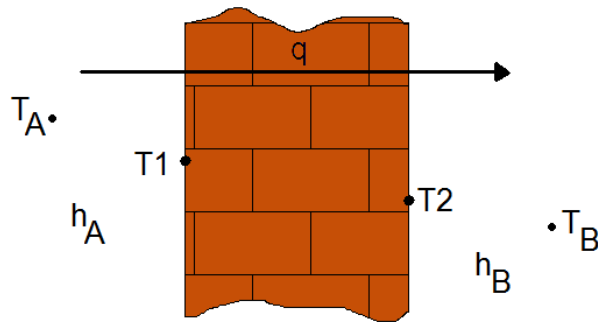


Figura 3.8 - Fluxo de calor entre o interior e o exterior

Sabendo o fluxo de calor por convecção do ar exterior para a superfície exterior da parede e o fluxo de calor por condução através da parede, é possível calcular a resistência térmica através da equação (2.33). Considerando que h_A corresponde ao coeficiente de convecção no exterior, e que T_A , T_1 e T_2 são, respectivamente, a temperatura do ar exterior, a temperatura da superfície exterior e a temperatura da superfície interior da parede (Figura 3.8).

Assim, apenas é necessário medir as três temperaturas (temperatura interior e exterior da parede e temperatura do ar ambiente exterior), e calcular o coeficiente de convecção do ar exterior. Para o cálculo deste coeficiente são utilizadas equações empíricas, retiradas da literatura. Equações, essas, que foram elaboradas para placas e que podem perfeitamente ser aplicadas no presente caso, em paredes de edifícios.

Em estudos de convecção é prática comum tornar adimensional o coeficiente de transferência de calor h com o número de Nusselt, definido como

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (3.21)$$

O número de Nusselt representa o aumento da transferência de calor, numa camada de fluido, por convecção em relação à condução através da mesma camada de fluido. Quanto maior o número de Nusselt, mais eficaz é a convecção. Um número de Nusselt de $Nu = 1$, para uma camada de fluido, representa a transferência de calor por pura condução.

Através da equação do número de Nusselt médio (equação (3.14)) é possível calcular o coeficiente de convecção médio ao longo de toda a parede:

$$\bar{h} = \frac{k}{L} \overline{Nu}_L \quad (3.22)$$

onde k é a condutividade térmica do ar (valor que depende da temperatura e é retirado da literatura, $W/m.K$) e L é a dimensão característica (m), que no caso das paredes corresponde à dimensão no sentido do escoamento do fluido.

Todas as propriedades do ar, que serão retiradas de tabelas da literatura, são avaliadas à temperatura de película, calculada através da equação (3.12), onde T_s é a temperatura da superfície da parede (K) e T_∞ a temperatura do ar ambiente (K).

A “dificuldade” deste método está, portanto, em determinar o número de Nusselt médio, com o qual é depois possível calcular o coeficiente de convecção. Para o cálculo do número de Nusselt, são usadas equações empíricas, retiradas da literatura, e que são aplicadas conforme o caso em análise seja de convecção forçada, convecção natural, parede vertical, horizontal, etc.

3.1.2.1 - Convecção natural

No caso da convecção natural, para calcular o número de Nusselt é necessário saber o número de Rayleigh (Ra). Esse número é baseado no comprimento característico L da geometria e pode ser obtido através da equação (3.15), onde g é a aceleração da gravidade (m/s^2), β é o coeficiente de expansão térmica volumétrico (K^{-1}) que é obtido através de $\beta = 1/T_p$, onde, por sua vez, T_p é a temperatura de película (K). T_s e T_∞ são, respectivamente, a temperatura da superfície e a temperatura do ar ambiente; L é a dimensão característica (m), que no caso de paredes, e para convecção natural, corresponde à dimensão vertical. Finalmente, ν é a viscosidade cinemática do ar (m^2/s) e α é a difusividade térmica do ar (m^2/s).

Para placas verticais o número de Rayleigh crítico tem o valor de 10^9 .

O cálculo do número de Rayleigh tem uma incerteza associada que é dada por (considerando que ν e α não têm um erro associado pois são calculados por interpolação de tabelas obtidas da literatura):

$$\Delta Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot L^2}{\nu \cdot \alpha} \sqrt{(L \cdot \Delta T_s)^2 + (L \cdot \Delta T_\infty)^2 + (3 \cdot |T_s - T_\infty| \cdot \Delta L)^2} \quad (3.23)$$

onde, por sua vez, ΔT_s é o erro associado à medição da temperatura da superfície da parede, ΔT_∞ é o erro associado à medição da temperatura do ar ambiente e ΔL é o erro associado à medição da dimensão característica.

Outro parâmetro também necessário para os cálculos é o número de Prandtl (Pr) que pode ser retirado de tabelas ou calculado através de

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.24)$$

onde ν é, novamente, a viscosidade cinemática do ar (m^2/s) e α é a difusividade térmica do ar (m^2/s). O número de Prandtl não tem uma incerteza associada ao seu cálculo uma vez que tanto ν como α são retirados de tabelas, não tendo, portanto, erro na sua determinação.

O número de Nusselt médio (\overline{Nu}_x) é calculado através de equações empíricas que variam com o tipo de placa em estudo.

a) Paredes verticais

Para o cálculo do número de Nusselt em *paredes verticais* são usadas as equações (3.16) e (3.17), propostas por Incropera et al. [1].

A equação (3.16) é sugerida para placas verticais, e para quando T_s é constante ao longo da sua superfície. A incerteza associada é dada por:

$$\Delta \overline{Nu}_L = \frac{0,129 \cdot Ra^{-5/6}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \cdot \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\} \cdot \Delta Ra \quad (3.25)$$

No caso de o escoamento ser laminar ($Ra_L \leq 10^9$) é sugerida (também para quando T_s é constante) a equação (3.17), com a qual se obtêm resultados ligeiramente mais precisos. A incerteza associada a esta equação é calculada com:

$$\Delta \overline{Nu}_L = \frac{0,1675 \cdot Ra^{-3/4}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} \cdot \Delta Ra \quad (3.26)$$

Em alternativa, poderia ter sido usada a equação (3.14), proposta também por Incropera et al. [1] para o cálculo do número de Nusselt, onde, para escoamento laminar, $C = 0,59$ e $n = 1/4$, e, para escoamento turbulento, $C = 0,1$ e $n = 1/3$.

Assim, para o escoamento laminar, vem

$$\overline{Nu}_L = 0,59 \cdot Ra_L^{1/4} \quad Ra_L \leq 10^9 \quad (3.27)$$

com uma incerteza associada de

$$\Delta \overline{Nu}_L = 0,1475 \cdot Ra_L^{-3/4} \cdot \Delta Ra \quad Ra_L \leq 10^9 \quad (3.28)$$

E, para o escoamento turbulento, vem

$$\overline{Nu}_L = 0,1 \cdot Ra_L^{1/3} \quad Ra_L > 10^9 \quad (3.29)$$

com uma incerteza associada dada por

$$\overline{\Delta Nu}_L = 0,0333.Ra_L^{-2/3}.\Delta Ra \quad Ra_L > 10^9 \quad (3.30)$$

Ainda, para o cálculo do número de Nusselt em placas verticais, Igreja R. [9] sugere várias equações para o cálculo do coeficiente de convecção, mas desta vez esse coeficiente é local e não médio como nos casos anteriores.

Para escoamento laminar, é usada a equação (2.38), com a incerteza calculada com:

$$\Delta h = 0,355 \left(\frac{|T_S - T_\infty|}{L} \right)^{-0,75} \cdot \sqrt{\left(\frac{\Delta T_S}{L} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_\infty}{L} \right)^2 + \left(\frac{|T_S - T_\infty|}{L^2} \cdot \Delta L \right)^2} \quad (3.31)$$

E, para escoamento turbulento é usada a equação (2.39), onde a incerteza é:

$$\Delta h = \frac{0,95}{3} |T_S - T_\infty|^{-2/3} \cdot \sqrt{\Delta T_S^2 + \Delta T_\infty^2} \quad (3.32)$$

b) *Paredes horizontais*

No caso de *paredes horizontais*, o número de Nusselt médio é calculado através das seguintes equações, sugeridas por Incropera et al. [1]:

-quando a *superfície superior da placa é aquecida ou a superfície inferior é arrefecida* é usada a equação (3.18) ou (3.19) dependendo do número de Rayleigh (Ra).

As incertezas para estas duas equações são respectivamente:

$$\overline{\Delta Nu}_L = 0,135.Ra^{-3/4}.\Delta Ra_L \quad (3.33)$$

$$\overline{\Delta Nu}_L = 0,05.Ra^{-2/3}.\Delta Ra_L \quad (3.34)$$

-quando a *superfície inferior da placa é aquecida ou a superfície superior é arrefecida* é usada a equação (3.20), com a incerteza calculada com:

$$\overline{\Delta Nu}_L = 0,0675.Ra^{-3/4}.\Delta Ra_L \quad (3.35)$$

Também para as paredes em posição horizontal, Igreja R. [9] sugere equações para o cálculo do coeficiente de convecção local, e não médio como nas equações anteriores:

- quando a *superfície superior da placa é aquecida ou a superfície inferior é arrefecida*, é usada a equação (2.40) para no caso do escoamento ser laminar e a equação (2.41) no caso de escoamento turbulento.

As incertezas para as duas equações anteriores são, respectivamente:

$$\Delta h = 0,33 \left(\frac{|T_S - T_\infty|}{L} \right)^{-0,75} \cdot \sqrt{\left(\frac{\Delta T_S}{L} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_\infty}{L} \right)^2 + \left(\frac{|T_S - T_\infty|}{L^2} \cdot \Delta L \right)^2} \quad (3.36)$$

$$\Delta h = \frac{1,43}{3} |T_S - T_\infty|^{-2/3} \cdot \sqrt{\Delta T_S^2 + \Delta T_\infty^2} \quad (3.37)$$

- quando a *superfície inferior da placa é aquecida ou a superfície superior é arrefecida*, é utilizada a equação (2.42), com a seguinte incerteza:

$$\Delta h = 0,122 \left(\frac{|T_S - T_\infty|}{L} \right)^{-0,8} \cdot \sqrt{\left(\frac{\Delta T_S}{L^2} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_\infty}{L^2} \right)^2 + \left(\frac{2 \cdot |T_S - T_\infty|}{L^3} \cdot \Delta L \right)^2} \quad (3.38)$$

c) *Paredes inclinadas*

Para superfícies inclinadas a determinação do número de Nusselt através de equações empíricas torna-se mais complicado. É sugerido, por Incropera et al. [1], a utilização das equações para placas verticais se g for substituído por $g \cos \theta$. Mas essa aproximação apenas é satisfatória para os casos em que as superfícies superior e inferior de placas inclinadas sejam arrefecidas e aquecidas, respectivamente, e para quando o ângulo com a vertical é $0 \leq \theta \leq 60^\circ$.

Assim a equação para o cálculo do número de Rayleigh, vem:

$$Ra = \frac{g \cos \theta \cdot \beta \cdot |T_S - T_\infty| \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (3.39)$$

com a incerteza a ser calculada com:

$$\Delta Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot L^2}{\nu \cdot \alpha} \sqrt{(L \cos \theta \cdot \Delta T_S)^2 + (L \cos \theta \cdot \Delta T_\infty)^2 + (3 \cos \theta \cdot |T_S - T_\infty| \cdot \Delta L)^2 + (\sin \theta \cdot \Delta \theta)^2} \quad (3.40)$$

onde $\Delta \theta$ é o erro na medição do ângulo.

Para os restantes cálculos do número de Nusselt são, então, utilizadas as equações para as placas verticais.

Quando o ângulo for maior que 60° ou as superfícies superior e inferior de placas inclinadas sejam aquecidas e arrefecidas, respectivamente, as equações anteriores não podem ser utilizadas, e deve então ser consultada a literatura, pois não existem recomendações para estes casos.

3.1.2.2 - Convecção forçada

A convecção na superfície exterior da parede pode não ser apenas dependente da diferença de temperaturas entre a superfície e ar ambiente. No caso de haver vento, a convecção é forçada e outras equações empíricas são utilizadas para o cálculo do número de Nusselt.

Para o cálculo do número de Nusselt em convecção forçada é necessário o cálculo do número de Prandtl e do número de Reynolds. O número de Prandtl (Pr) pode ser retirado de tabelas ou calculado, através da equação (3.24), onde ν é a viscosidade cinemática do ar (m^2/s) e α é a difusividade térmica do ar (m^2/s).

A transição de escoamento laminar para turbulento depende da geometria da superfície, rugosidade, velocidade de escoamento, temperatura da superfície, e tipo de fluido, entre outras coisas. O regime de escoamento depende principalmente da relação entre forças de inércia e forças viscosas no fluido. Esta relação é dada pelo número de Reynolds (Re), que é adimensional, e é calculado com a expressão:

$$\text{Re}_L = \frac{u_\infty \cdot L}{\nu} \quad (3.41)$$

Onde u_∞ é a velocidade do fluido (m/s), neste caso o ar, L é o comprimento característico (m), neste caso, a dimensão da parede medida paralelamente ao deslocamento do ar, e ν é a viscosidade cinemática do ar (m^2/s).

A incerteza associada ao cálculo do número de Reynolds é dada por

$$\Delta \text{Re} = \sqrt{\left(\frac{L}{\nu} \cdot \Delta u_\infty\right)^2 + \left(\frac{u_\infty}{\nu} \cdot \Delta L\right)^2} \quad (3.42)$$

Onde Δu_∞ é o erro associado à medição da velocidade do ar no exterior e ΔL é o erro associado à medição da dimensão da parede.

O número crítico de Reynolds (Re_c) é o valor de Re_x para o qual a transição de regime laminar para turbulento tem início. Para escoamentos sobre uma placa plana, é normalmente considerado o valor $\text{Re}_c = 5 \times 10^5$, obtido da equação (3.4), onde x_c é a distância até à aresta da placa onde se inicia o escoamento

Para a convecção forçada, o número de Nusselt é calculado com as seguintes equações, sugeridas por Incropera et al. [1], e que variam conforme o tipo de escoamento:

- para *escoamento laminar*, ou seja quando $Re < Re_{x,c}$, com a restrição do número de Prandtl, é utilizada a equação (3.6), para a qual a incerteza é obtida com:

$$\Delta \overline{Nu}_x = 0,332 \cdot Re_x^{-1/2} \cdot Pr^{1/3} \cdot \Delta Re_x \quad (3.43)$$

-para a *camada limite mista* ($Re_c \leq Re \leq 10^8$), são utilizadas as equações (3.8) e (3.9) com as incertezas, respectivamente, de:

$$\Delta \overline{Nu}_x = \sqrt{(0,0296 \cdot Re_x^{-1/5} \cdot Pr^{1/3} \cdot \Delta Re_x)^2 + (Pr^{1/3} \cdot \Delta A)^2} \quad (3.44)$$

e

$$\Delta A = 0,0296 \cdot Re_{x,c}^{-1/5} - 0,332 \cdot Re_{x,c}^{-1/2} \quad (3.45)$$

Se for considerado um número de Reynolds crítico de $Re_{x,c} = 5 \times 10^5$, a equação (3.8) pode ser simplificada e obtém-se a equação (3.10), que por sua vez tem uma incerteza associada calculada com:

$$\Delta \overline{Nu}_x = 0,0296 \cdot Re_x^{-1/5} \cdot Pr^{1/3} \cdot \Delta Re_x \quad (3.46)$$

-para *escoamento turbulento*, ou seja, quando $Re_L \gg Re_{x,c}$, que neste se pode considerar como $Re > 10^8$, é utilizada a equação (3.11), com uma incerteza de

$$\Delta \overline{Nu}_x = 0,0296 \cdot Re_x^{-1/5} \cdot Pr^{1/3} \cdot \Delta Re_x \quad (3.47)$$

3.1.2.3 - Cálculo da resistência térmica

Depois do cálculo do número de Nusselt médio, usando a equação empírica correspondente ao caso em análise, podemos calcular o coeficiente de convecção médio com a equação (3.22). A incerteza desse coeficiente de convecção é dada por:

$$\Delta \bar{h} = \sqrt{\left(\frac{k \cdot \overline{Nu}_L}{L^2} \cdot \Delta L \right)^2 + \left(\frac{k}{L} \cdot \Delta \overline{Nu}_L \right)^2} \quad (3.48)$$

onde ΔL é o erro na medição da dimensão característica, e $\Delta \overline{Nu}_L$ é o erro associado ao cálculo do número de Nusselt médio.

Finalmente, é possível calcular a resistência térmica da parede através da equação (2.33). A incerteza do resultado final, da resistência térmica é calculada com

$$\Delta R_t = \frac{1}{\bar{h}_A \cdot |T_A - T_1|} \sqrt{\left(\frac{|T_A - T_2|}{|T_A - T_1|} \cdot \Delta T_1\right)^2 + \Delta T_2^2 + \left(\frac{|T_1 - T_2|}{|T_A - T_1|} \cdot \Delta T_A\right)^2 + \left(\frac{1}{\bar{h}_A} \cdot \Delta \bar{h}_A\right)^2} \quad (3.49)$$

Depois de calculada a resistência térmica da parede pode facilmente ser calculado coeficiente global de transferência de calor. Esse cálculo é feito através da equação (3.50), semelhante à equação (2.7) mas que não depende da área.

$$U = \frac{1}{R_{tot}} \quad (3.50)$$

A resistência total é calculada por:

$$R_{tot} = \frac{1}{h_{ext}} + R_{tparede} + \frac{1}{h_{int}} \quad (3.51)$$

onde os coeficiente de convecção interior e exterior são os já determinados para o cálculo da resistência térmica da parede.

A incerteza na determinação de U pode ser calculada com

$$\Delta U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{ext}} + R_{tparede} + \frac{1}{h_{int}}\right)^2} \sqrt{\left(\frac{\Delta h_{ext}}{h_{ext}^2}\right)^2 + (\Delta R_{tparede})^2 + \left(\frac{\Delta h_{int}}{h_{int}^2}\right)^2} \quad (3.52)$$

3.1.3 - Método iterativo para possibilitar a utilização da temperatura ambiente interior em vez da temperatura da superfície interior

Numa tentativa de simplificar a utilização deste método foi analisada a possibilidade de medir a temperatura do ar interior, em alternativa à medição da temperatura na superfície interior da parede.

Sabendo que o fluxo de calor por convecção no exterior é igual ao fluxo de calor por condução na parede (Figura 3.9), e, também igual ao fluxo de calor por convecção no interior do edifício (equação (2.32)), e sabendo a temperatura do ar ambiente interior é possível saber a temperatura na superfície interior da parede de um modo iterativo.

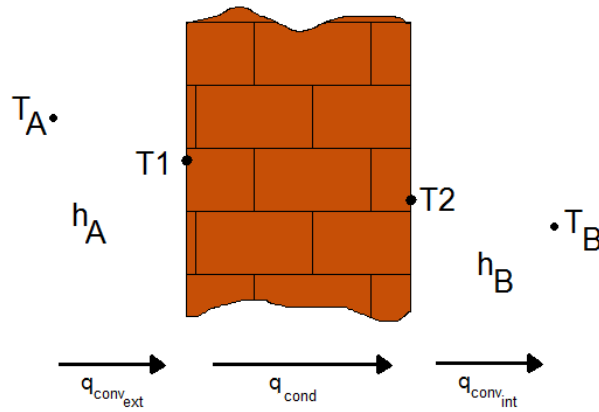


Figura 3.9 - Fluxos de calor por condução e convecção numa parede

Inicialmente é calculado o fluxo de calor no exterior, com as temperaturas medidas. Da equação (2.32), vem:

$$q_{conv,ext} = h_A \cdot (T_A - T_1) \quad (3.53)$$

De seguida, com a temperatura do ar ambiente interior (T_B) e atribuindo um valor inicial a $T_{s,2}$ é calculado o fluxo de calor por convecção no interior,

$$q_{conv,int} = h_B \cdot (T_2 - T_B) \quad (3.54)$$

e posteriormente comparado com o fluxo de calor por convecção no exterior ($q_{conv,ext} - q_{conv,int}$).

Se esses fluxos forem diferente ($q_{conv,ext} - q_{conv,int} \neq 0$), é atribuído um novo valor a $T_{s,2}$, calculado novamente o fluxo interior e comparado com o fluxo exterior. Quando os fluxos de calor por convecção no interior e no exterior forem iguais $q_{conv,ext} - q_{conv,int} = 0$, ou pelo menos, muito próximos, a temperatura $T_{s,2}$ foi obtida e pode, então, ser utilizada nos cálculos da resistência térmica em vez da temperatura do ar interior que foi medida.

As propriedades do ar, e consequentemente o coeficiente de convecção \bar{h}_B , para o cálculo do fluxo são avaliadas para as temperaturas em análise nessa iteração. As equações usadas para calcular o número de Nusselt (\overline{Nu}_x) são exactamente as mesmas que as usadas para a convecção exterior, não havendo, no entanto, convecção forçada no interior.

A determinação da temperatura da superfície interior da parede tem um erro associado, que é dado por:

$$\Delta T_{s,2} = \sqrt{\Delta T_B^2 + \left(\frac{q}{h_B^2} \Delta h_B\right)^2 + \left(\frac{1}{h_B} \Delta q\right)^2} \quad (3.55)$$

Onde ΔT_B é a incerteza na medição da temperatura do ar ambiente interior, Δh_B é a incerteza associada ao cálculo do coeficiente de convecção interior h_B , e Δq é a incerteza associada ao fluxo de calor, que neste caso, corresponde ao valor da diferença $q_{conv,ext} - q_{conv,int}$ para o qual a iteração é terminada.

3.1.4 - Influência da radiação solar nas medições de temperatura exteriores

Durante o dia uma parede está exposta à radiação, que provoca na superfície exterior da parede um aumento de temperatura. Existe, portanto, para além do fluxo de calor por convecção no exterior da parede, também um fluxo por radiação.

De maneira a evitar a influência da radiação, principalmente da solar, no fluxo de calor, as mediações de temperatura devem ser feitas durante a noite, quando essa radiação é inexistente. Pode ser também durante a noite que se conseguem as maiores diferenças de temperatura entre o interior e o exterior. Assim, no caso de, por exemplo, uma habitação comum, se a temperatura no interior for sempre mantida por volta dos 20°C, uma noite de Inverno será ideal para aplicar este método, pois a temperatura no exterior é a mais baixa possível.

Por outro lado, pode haver a necessidade de efectuar as medições de temperatura durante o dia. Para tal, tentou-se integrar a componente da radiação, analisando a influência desta no aumento de temperatura da superfície da parede. Observe-se a figura seguinte, onde é representada a variação da temperatura desde o ar ambiente interior até ao exterior, incluindo o interior da parede.

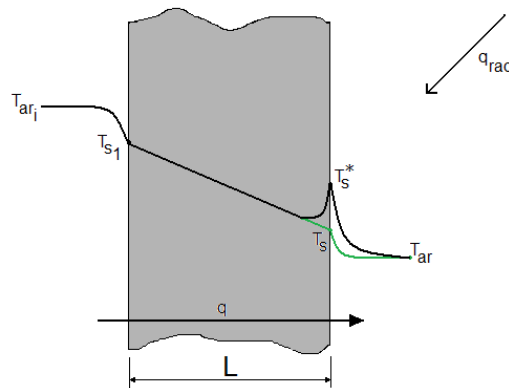


Figura 3.10 – Distribuição de temperatura na transferência de calor ao longo de uma parede plana com e sem radiação (a preto e verde, respectivamente)

Para quantificar o aumento provocado pela radiação na temperatura da superfície exterior da parede tentou-se usar o conceito de temperatura ar-sol (T_{ar}^*). Esta é uma

abordagem exploratória, que pode estar sujeita a erros graves, na sua utilização, necessitando por isso de uma validação experimental.

A temperatura ar-sol, para a superfície de um dado elemento, é a temperatura exterior teórica que produz os mesmos efeitos térmicos no elemento que a combinação de condições de temperatura do ar exterior e radiação incidente (Figura 3.11).

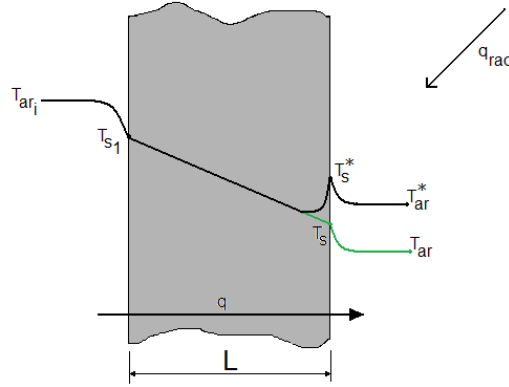


Figura 3.11 – Distribuição de temperatura na transferência de calor ao longo de uma parede plana com (preto) e sem radiação (verde) – representação da temperatura ar-sol

A equação para o cálculo da temperatura ar-sol é [11]:

$$T_{ar}^* = T_{ar} + \frac{\alpha \cdot q_{solar}}{h} \quad (3.56)$$

onde T_{ar}^* é a temperatura ar-sol, T_{ar} é a temperatura do ar realmente medida, α é a absorptividade da parede, q_{solar} é o fluxo por radiação, e h é o coeficiente de convecção. Adicionalmente, é acrescentado, pelo autor, um factor correctivo na equação que tem em conta a radiação que é emitida para a atmosfera, e que depende das condições desta, sendo esse valor mais relevante durante a noite, quando a temperatura na atmosfera é menor. Esse factor correctivo, não é, no entanto, considerado nesta análise.

Com as temperaturas medidas, temperatura do ar ambiente (T_{ar}) e a temperatura da superfície da parede onde incide a radiação solar T_s^* , é possível calcular o coeficiente de convecção (h). Sabendo esse coeficiente, a absorptividade da parede, e a radiação solar, é possível calcular a temperatura ar-sol.

Assim, podemos definir a seguinte equação para as temperaturas na superfície da parede:

$$T_s^* = T_s + \frac{\alpha \cdot q_{solar}}{h} \quad (3.57)$$

e facilmente se obtém a equação

$$T_s = T_s^* - \frac{\alpha \cdot q_{solar}}{h} \quad (3.58)$$

onde T_s^* é a temperatura da superfície medida quando existe radiação, T_s seria a temperatura nessa superfície se não existisse a radiação, α é a absorvidade da parede, q_{solar} é o fluxo por radiação, e h é o coeficiente de convecção. A constante ξ é um coeficiente a ser determinado experimentalmente. A incerteza da equação anterior é dada por:

$$\Delta T_s = \sqrt{(\Delta T_s^*)^2 + \left(\frac{\alpha \cdot \xi}{h} \Delta q_{solar}\right)^2 + \left(\frac{\alpha \cdot q_{solar} \cdot \xi}{h^2} \Delta h\right)^2} \quad (3.59)$$

Onde ΔT_s^* é a incerteza da temperatura medida na superfície da parede sobre a influência da radiação, Δq_{solar} é a incerteza na medição do fluxo por radiação solar e Δh é a incerteza no cálculo do coeficiente de convecção.

O valor do fluxo de calor por radiação, q_{solar} , pode ser medido directamente com um aparelho ou calculado através de uma estimativa. A radiação solar incidente na superfície da Terra divide-se em *directa* (radiação solar que atinge a superfície terrestre sem ser dispersada) e *difusa* (radiação dispersa pela atmosfera que se assume atingir a superfície terrestre uniformemente).

Assim a radiação solar total incidente numa superfície horizontal pode ser calculada por [12]:

$$\dot{q}_{rad,solar} = \dot{q}_{rad,D} \cdot \cos \theta + \dot{q}_{rad,d} \quad (W/m^2) \quad (3.60)$$

onde θ é o ângulo de incidência da radiação solar directa, $\dot{q}_{rad,D}$, (o ângulo que os raios de sol fazem com a normal da superfície). A radiação difusa, $\dot{q}_{rad,d}$, varia de cerca de 10 % do total da radiação num dia de céu limpo até perto de 100 % num dia totalmente nublado. Num dia de céu limpo a energia solar é de, aproximadamente, $950 W/m^2$, e muito menos para um dia de céu nublado.

Considera-se que, quando existe radiação, o aumento de temperatura na superfície da parede ($T_s^* - T_s$) é igual à diferença entre a temperatura ar - sol e a temperatura do ar ambiente exterior medida ($T_{ar}^* - T_{ar}$).

Para facilitar os cálculos, a radiação é considerada constante ao longo do tempo, mas a sua medição deverá ser efectuada num dia em que seja constante. Ou seja, ou num dia de céu limpo, ou num dia de céu totalmente nublado. Num dia em que a incidência da radiação solar não seja constante (por exemplo num dia apenas com algumas nuvens em que haja momentos sem radiação directa incidente) a determinação do fluxo de calor não pode ser feita desta maneira.

O coeficiente ξ terá, então, que ser determinado experimentalmente para cada tipo de parede em análise, pois depende da inércia térmica desta. Este coeficiente relaciona-se com as seguintes grandezas:

$$\xi \propto \frac{\alpha \cdot q_{solar} \cdot \Delta t}{\rho \cdot c_p \cdot L} \quad (3.61)$$

onde ρ e c_p são características da parede, densidade e calor específica, respectivamente, L é a dimensão característica (neste caso a espessura da parede, ou espessura até ao isolamento), α e q_{solar} são a absorvidade e o fluxo de calor por radiação, anteriormente referidos, e Δt é o tempo de incidência da radiação solar.

A influência do fluxo incidente na parede depende das características da parede, nomeadamente da inércia térmica e da colocação do isolamento.

São os materiais pesados e maciços que contribuem para a inércia térmica dos edifícios e, quando bem aplicados, conferem aos espaços interiores uma maior estabilidade térmica. Como é indicado pela palavra ‘inércia’, estes materiais pesados interagem muito lentamente com as temperaturas do meio que as rodeia e armazenam as respectivas temperaturas médias, porque as temperaturas de pico (quente e frio) não se mantêm durante tempo suficiente para serem acumuladas por estes materiais.

O isolamento, e mais especificamente a sua colocação, é também importante para a inércia térmica da parede. Por exemplo, uma parede simples isolada termicamente pelo interior representa uma inércia térmica mínima apenas contando com o revestimento de acabamento para essa função. Com esta solução a parede troca facilmente calor com o exterior, pois este propaga-se mais facilmente para o (ou do) seu interior, sendo as temperaturas (da parede e exterior) mais próximas. Já no caso da parede isolada pelo exterior, a parede é aproveitada totalmente, sendo a inércia térmica muito maior. A temperatura da parede é mais próxima da temperatura ambiente exterior pois o fluxo de calor é superior. No caso da superfície exterior, devido ao isolamento, o fluxo de calor não se propaga facilmente para o interior da parede. Assim, uma parede com elevada inércia térmica (quer seja devido à colocação do isolamento ou do próprio material) sujeita a um fluxo de calor do exterior, aumenta muito a temperatura na sua superfície, mas pouco no seu interior (Figura 3.12)

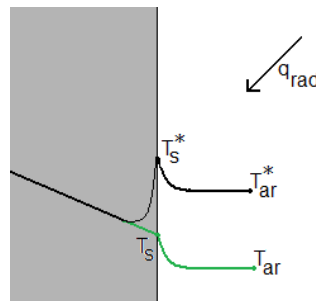


Figura 3.12 – Exemplo da distribuição de temperatura ao longo de uma parede com elevada inércia térmica, com (preto) e sem radiação (verde)

Se, por outro lado, a inércia térmica for reduzida, o aumento de temperatura na superfície da parede é menor, mas é maior no seu interior (Figura 3.13).

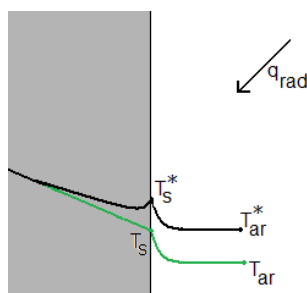


Figura 3.13 – Exemplo da distribuição de temperatura ao longo de uma parede com baixa inércia térmica, com (preto) e sem radiação (verde)

Uma maneira de conseguir ter uma ideia do valor de ξ , para um determinado material de uma parede, seria, por exemplo, num dia com radiação solar, conseguir tapar uma zona da parede, de maneira a esta não sofrer influência da radiação, e verificar como varia a temperatura.

O valor do coeficiente de transferência de calor por convecção a ser utilizado na equação (3.58) será avaliado usando as temperaturas disponíveis, que no caso são: a temperatura da superfície da parede com a influência da radiação, T_s^* , e a temperatura do ar ambiente. Este coeficiente depende fortemente da temperatura, no caso da convecção natural, e da velocidade do ar, no caso da convecção forçada.

Depois de obtido o valor de T_s da equação (3.58) deve ser calculado um novo valor de h , entre essa temperatura e a temperatura do ar. Com estes novos valores estimados pode então ser feito o cálculo da resistência térmica, como se a radiação solar não existisse.

3.1.5 - Cálculos acessórios à determinação da resistência térmica

Para além da obtenção de uma resistência térmica com uma temperatura da parede, podem ser ainda acrescentados alguns cálculos acessórios.

Se a temperatura exterior da parede for obtida, por exemplo, com uma câmara termográfica existirão várias zonas de temperatura. Para a mesma parede, e para o mesmo material, poderão existir zonas com ligeiras diferenças de temperatura. Se forem delimitadas essas zonas com a mesma temperatura e se for conhecida a sua área pode ser calculada a resistência térmica de cada uma dessas zonas e no final calculada uma média ponderada dos valores obtidos, que será, então, um valor médio da resistência térmica para esse material. Para o cálculo dessa média ponderada é usada a área referente a cada zona com a mesma temperatura. A resistência térmica

de cada zona terá um peso equivalente ao da área dessa mesma zona na área total considerada. Assim, a média ponderada pode ser feita com:

$$R_{tot} = R_{t_1} \cdot \frac{A_1}{A_t} + \dots + R_{t_n} \cdot \frac{A_n}{A_t} \quad (3.62)$$

onde n representa o número de zonas em análise. A incerteza no cálculo anterior é dada por:

$$\Delta R_{tot} = \sqrt{\left(\frac{-R_{t_1} \cdot A_1 - \dots - R_{t_n} \cdot A_n}{A_t^2} \cdot \Delta A_t\right)^2 + \left(\frac{A_1}{A_t} \Delta R_{t_1}\right)^2 + \left(\frac{R_{t_1}}{A_t} \Delta A_1\right)^2 + \dots + \left(\frac{A_n}{A_t} \Delta R_{t_n}\right)^2 + \left(\frac{R_{t_n}}{A_t} \Delta A_n\right)^2} \quad (3.63)$$

onde ΔA_t é a incerteza no cálculo da área total, ΔR_{t_1} é a incerteza do valor da resistência térmica para a zona 1 e ΔA_1 é a incerteza no cálculo da área da zona 1.

Pode ainda ser calculado o valor do coeficiente global de transferência de calor para toda a parede. Para isso é utilizada a seguinte equação

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext_m}} + R_{tot} + \frac{1}{h_{int_m}}} \quad (3.77)$$

onde R_{tot} é a resistência calculada na equação (3.62) e h_{ext_m} e h_{int_m} são os valores médios do coeficiente de convecção para toda a parede, obtidos também através de uma média ponderada, da mesma maneira que a resistência térmica.

Este cálculo tem uma incerteza associada, dada pela equação seguinte:

$$\Delta U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{ext_m}} + R_{tot} + \frac{1}{h_{int_m}}\right)^2} \sqrt{\left(\frac{\Delta h_{ext_m}}{h_{ext_m}^2}\right)^2 + \Delta R_{tot}^2 + \left(\frac{\Delta h_{int_m}}{h_{int_m}^2}\right)^2} \quad (3.78)$$

4. Discussão de Resultados

4.1 - Análise do tipo de escoamento na superfície das paredes de edifícios

No caso da *convecção natural*, podem ser previstos os números de Rayleigh que serão tipicamente obtidos para as **paredes verticais** de edifícios e consequentemente saber se o escoamento será laminar ou turbulento.

Essa análise é feita sabendo que o número de Rayleigh (Ra) crítico para placas planas verticais é de 10^9 . O seu cálculo é feito recorrendo à equação (3.15), sendo, g uma constante, L uma propriedade da parede (dimensão característica), T_s e T_∞ temperaturas em análise e β , ν e α propriedades do ar dependentes da temperatura de película (T_p). Assim, analisando a equação (3.39) com que é calculado o número de Rayleigh (Ra) podemos concluir que, para convecção natural, à medida que aumenta a dimensão vertical da parede (L), aumenta também o número de Rayleigh. Se aumentar a diferença de temperaturas entre a parede T_s e o ar ambiente T_∞ , aumenta também o número de Rayleigh.

Através da atribuição de valores na equação é possível também verificar que o número de Rayleigh vai diminuindo ligeiramente com o aumento de T_p , e consequentemente das propriedades do ar. Para esta análise considerou-se que a altura mínima para uma parede será de 2,5 / 3 m, uma temperatura de película mínima de 0°C e uma diferença de temperaturas mínima ($T_s - T_\infty$) de 2°C.

Na Figura 4.1 é representada a variação de Ra em função da diferença de temperaturas $T_s - T_\infty$, considerando valores constantes de $L=2,5$ m e de $T_p = 25$ °C.

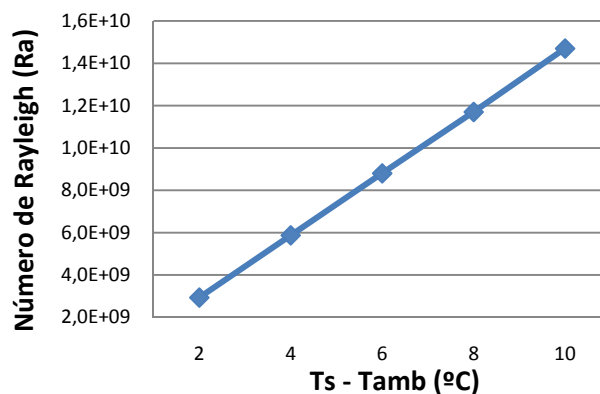


Figura 4.1 – Variação de Ra em função da diferença de temperaturas $T_s - T_\infty$

O valor mínimo, que é obtido para a diferença de temperaturas menor, é de $Ra = 2,9 \times 10^9$, sendo que, assim, o escoamento turbulento desenvolve-se sempre.

Na Figura 4.2 é mostrada a variação do número de Rayleigh (Ra) em função da dimensão L . Os valores de $T_p = 25\text{ °C}$ e $T_s - T_\infty = 2$ são, desta vez, mantidos constantes.

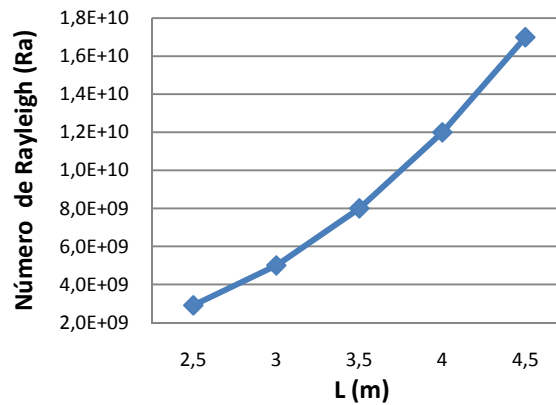


Figura 4.2 – Variação de Ra em função da dimensão L da parede

Obtém-se, novamente, o valor de $Ra = 2,9 \times 10^9$ como valor mínimo, sendo, portanto, o escoamento, sempre turbulento.

A Figura 4.3 representa a variação do número de Rayleigh em função da variação da temperatura de película T_p . Os valores foram obtidos para uma diferença de temperaturas $T_s - T_\infty = 2$, e para dois valores de L , 2,5 e 3m.

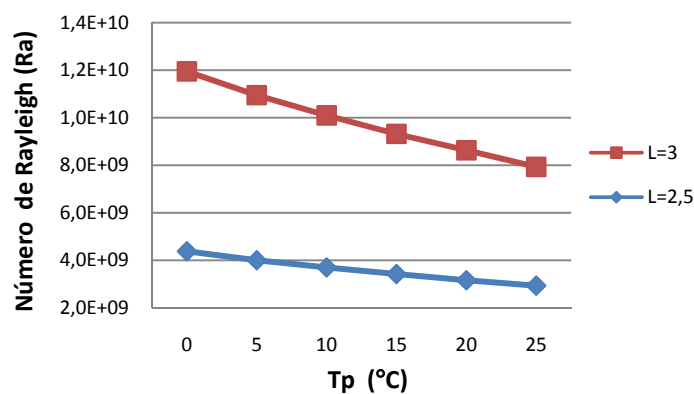


Figura 4.3 – Variação de Ra em função da temperatura de película para uma dimensão da parede de 2,5 e 3m.

Assim, conclui-se que mesmo para o caso em que o valor de Ra é menor, ou seja, para $L=2,5$ m, $T_s - T_\infty = 2$ e $T_p = 25$, o escoamento turbulento desenvolve-se, qualquer que seja a temperatura.

Como já foi referido anteriormente, os menores valores de Ra são obtidos para os valores mínimos de L , e $T_s - T_\infty$, e para o máximo valor de T_p e, portanto, o menor valor do número de Rayleigh obtido, dentro dos limites estabelecidos neste estudo para o escoamento em paredes verticais em edifícios, é $Ra = 2,9 \times 10^9$. Mesmo para estes valores mínimos de Ra , o escoamento continua a ser turbulento.

Assim, conclui-se que no caso em análise, convecção natural, o escoamento turbulento desenvolve-se sempre, mesmo para paredes de menores dimensões e para temperaturas mais elevadas.

No caso da **convecção forçada**, a análise ao tipo de escoamento é feita através do número de Reynolds. As equações podem ser utilizadas tanto para paredes verticais como horizontais desde que o escoamento seja paralelo à superfície. O valor crítico do número de Reynolds frequentemente usado para placas planas é de $Re_x = 5 \times 10^5$. A partir desse valor crítico dá-se o início da transição para o escoamento turbulento, apesar de este ainda não estar totalmente desenvolvido. Para $Re_x \gg Re_{x,c}$ o escoamento turbulento já se encontra totalmente desenvolvido. O número de Reynolds é obtido através da equação (3.41), onde u_∞ é a velocidade do vento, L é a dimensão característica da parede (dimensão paralela ao escoamento), e ν é a viscosidade cinemática do ar avaliada à temperatura de película (T_p).

A partir da análise da equação do número de Reynolds é fácil concluir que com o aumento da velocidade do ar ou da dimensão característica a essa velocidade, aumenta o número de Reynolds. Pelo contrário, se aumentar a viscosidade cinemática, consequência do aumento da temperatura de película, o número de Reynolds diminui.

Assim, por exemplo para uma velocidade do ar de $u_\infty = 1,4$ m/s (5 km/h), e para uma temperatura de película de $T_p = 283,15$ K, a variação do número de Reynolds com a dimensão característica L , pode ser analisada no seguinte gráfico:

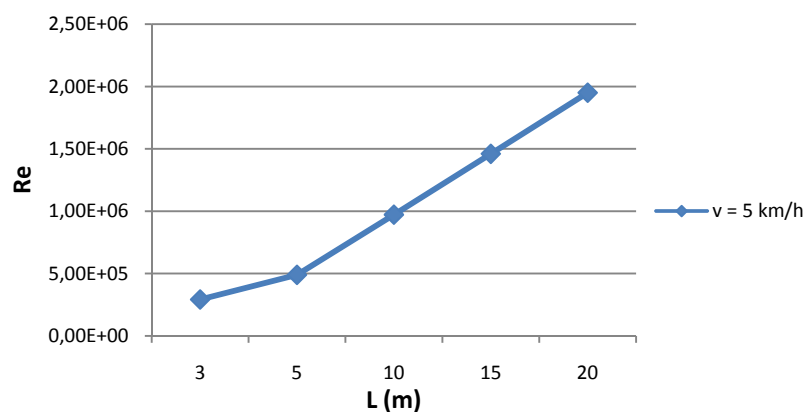


Figura 4.4 – Variação do número de Reynolds com a dimensão característica L

Da Figura 4.4 se conclui que para esta velocidade do ar, relativamente baixa, e para dimensões pequenas, o escoamento é laminar. Para valores de L superiores a 5m o escoamento turbulento começa a desenvolver-se. Com esta velocidade do vento, e mesmo para dimensões maiores, o escoamento turbulento não chega a desenvolver-se totalmente, pois o número de Reynolds não é suficientemente elevado.

A mesma análise anterior pode ser feita para várias velocidades:

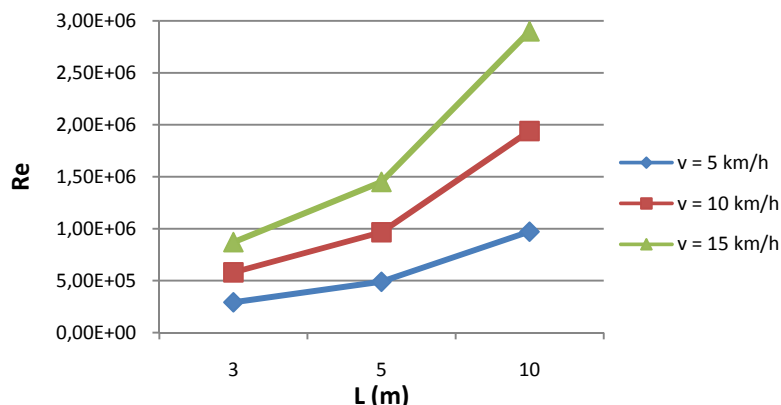


Figura 4.5 – Variação do número de Reynolds com a dimensão característica L , para várias velocidades do ar

Assim, se pode verificar (Figura 4.5) que apenas para a velocidade menor (5 km/h) se regista escoamento laminar. Para essa velocidade, a partir dos 5m, e para as outras velocidades, para qualquer comprimento em análise, o escoamento turbulento começa a surgir, não chegando, no entanto, a desenvolver-se totalmente para nenhum valor em análise neste gráfico. Novamente, o número de Reynolds não chega a ser muito elevado ($> 10^8$).

A variação do número de Reynolds em função da variação da velocidade é analisada na Figura 4.6, para uma dimensão $L = 3\text{m}$ e uma temperatura $T_p = 283,15\text{ K}$

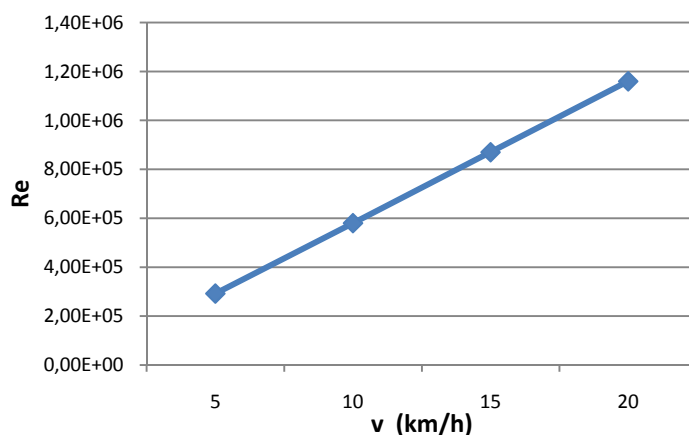


Figura 4.6 – Variação do número de Reynolds com a velocidade do ar

É possível verificar que com a velocidade do ar a 10 km/h o escoamento turbulento começa a desenvolver-se. Obviamente que, para dimensões maiores, o escoamento turbulento começaria a desenvolver-se a velocidades mais baixas. Os valores de Re não são, no entanto, elevados e portanto o escoamento turbulento não chega a desenvolver-se totalmente.

A análise também pode ser feita variando a temperatura T_p e, conseqüentemente, a viscosidade cinemática do ar, ν , na equação do número de Reynolds. Para uma velocidade do ar de 5 km/h a variação do número de Reynolds com a temperatura T_p , e para dois comprimentos, apresenta-se no seguinte gráfico (Figura 4.7):

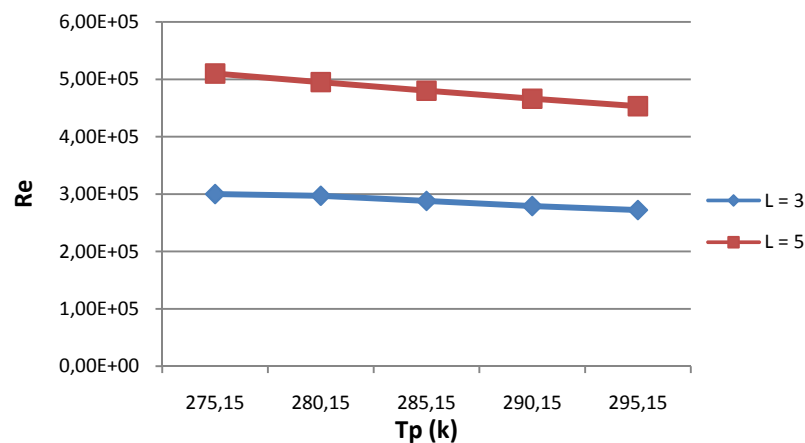


Figura 4.7 – Variação do número de Reynolds com a temperatura de película para dois comprimentos

Assim, para esta velocidade relativamente reduzida (5 km/h), tanto para um comprimento de 3m como para 5m, o escoamento é quase sempre laminar. Apenas para uma temperatura de 275,15K e $L = 5m$ se começa a desenvolver o escoamento turbulento.

É interessante observar que a variação da temperatura pouco influencia a variação do número de Reynolds.

Pode ainda ser feita a análise do número de Reynolds em função da temperatura para velocidades diferentes (Figura 4.8).

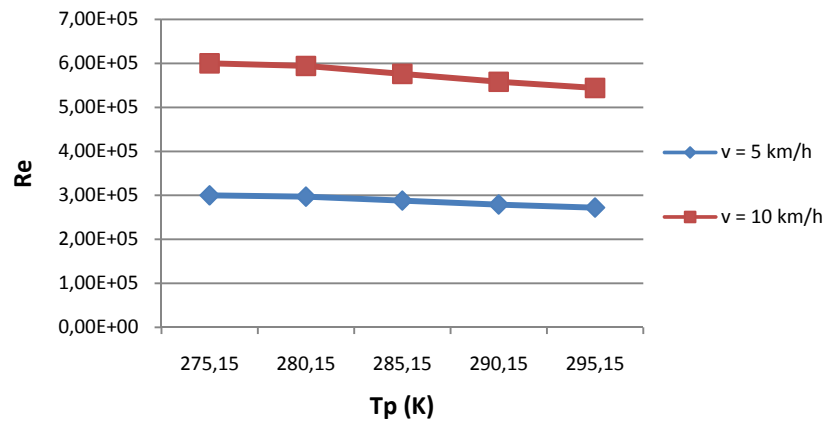


Figura 4.8 – Variação do número de Reynolds com a temperatura de película para velocidades diferentes

Como se pode concluir da equação do número de Reynolds, ao duplicar o valor da velocidade do ar, o valor de Re também duplica. Para uma velocidade do ar de 10 km/h, o escoamento turbulento começa sempre a desenvolver-se, qualquer que seja a temperatura. Já para uma velocidade de 5 km/h, e como vimos anteriormente, estamos sempre perante um escoamento laminar, e não se chega a iniciar o desenvolvimento do escoamento turbulento.

Até agora os valores obtidos para o número de Reynolds indicam que o escoamento sobre a parede ou é laminar ou misto (laminar e turbulento). Foi ainda feita uma análise de modo a verificar se em algum caso o valor do número de Reynolds indica que o escoamento turbulento se desenvolve totalmente ($Re_L \gg Re_L$), ou seja se quando $L \gg x_c$. Essa análise foi feita para as situações em que Re seja máximo, ou seja para velocidades elevadas e L também elevado, e utilizando uma temperatura $T_p = 283,15$ K. Os resultados são mostrados no gráfico seguinte:

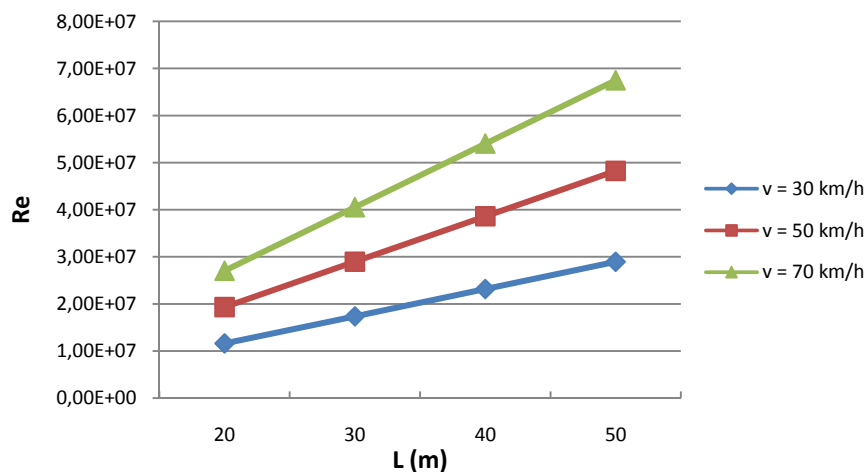


Figura 4.9 – Variação do número de Reynolds em função de valores de L elevados e para velocidades do ar elevadas

Assim, é possível verificar que, mesmo para estas situações, o escoamento não se pode considerar totalmente desenvolvido. Mesmo usando temperaturas inferiores os valores não sofreriam grandes alterações, como foi referido anteriormente. Para obter valores de $Re > 10^8$, seriam necessárias velocidades do ar muito elevadas ou para dimensões características ainda maiores.

4.2 - Análise da influência de cada uma das variáveis e respectivas incertezas nos resultados finais

De forma a conhecer as melhores condições em que pode ser feita a medição da resistência térmica em edifícios foi analisada a influência das várias componentes, e principalmente da diferença de temperaturas entre o ar interior e exterior, na incerteza do resultado final da resistência. Foi calculada a resistência térmica para vários valores de temperaturas e foi analisada a variação na incerteza provocada pela alteração dos valores de entrada e dos respectivos erros.

A primeira análise foi feita para o caso das *paredes verticais*, com convecção natural. Inicialmente admitiram-se valores considerados aceitáveis para as incertezas das várias medidas.

Na Figura 4.10 é mostrada a alteração provocada na incerteza da resistência térmica (R_t) pela variação da incerteza nas medições das temperaturas e para vários valores de diferença de temperatura entre o ar ambiente interior e exterior. Foi considerada uma incerteza na medição de L de $\Delta L = 0,01$, para uma parede com dimensão de 2,5m.

Como seria de esperar, à medida que aumenta a incerteza das temperaturas aumenta também a incerteza de R_t . E quanto menor é a diferença de temperaturas entre o ar interior e exterior maior é a incerteza. Portanto, para minimizar ao máximo a incerteza do resultado final as medições de temperatura devem ser feitas com a menor incerteza possível e para a maior diferença de temperaturas.

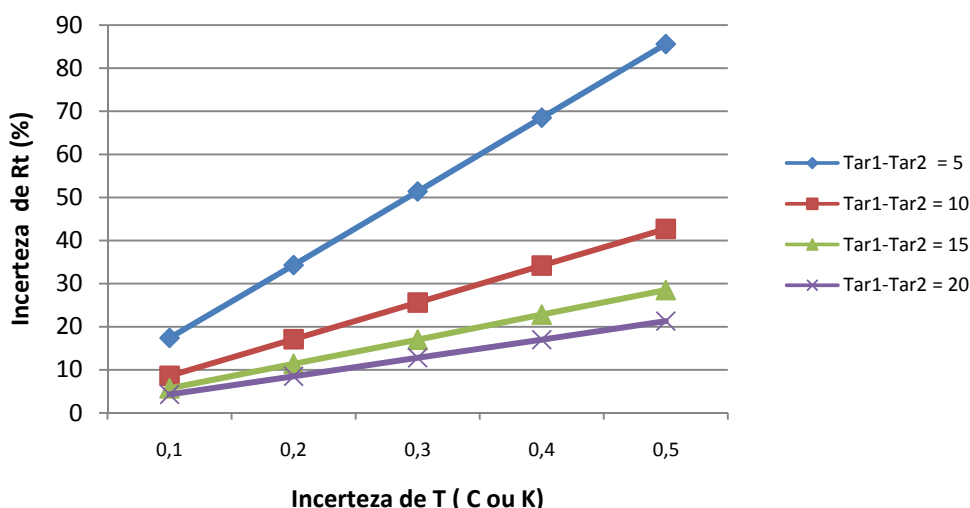


Figura 4.10 – Variação da incerteza de R_t com a incerteza na medição das temperaturas, para várias diferenças de temperatura entre o ar ambiente interior e exterior ($T_{ar,1} - T_{ar,2}$).

Foi analisada também a influência do valor da incerteza na medição da dimensão da parede L , admitindo uma incerteza na medição das temperaturas de $\Delta T = 0,1$ e para duas dimensões característica de 2,5 e 15m.

Como pode ser observado na Figura 4.11, verificou-se que esta incerteza não influencia significativamente a incerteza da resistência térmica final. Apenas para a menor dimensão, e quando é usada uma incerteza bastante elevada, de 0,5m, o valor da incerteza da resistência aumenta de forma significativa.

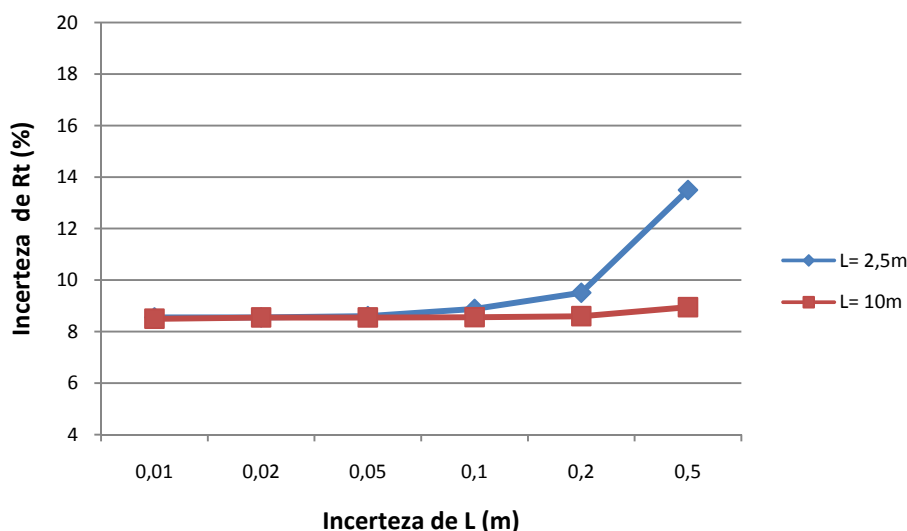


Figura 4.11 – Variação da incerteza de R_t em função da incerteza na medição da dimensão L .

Verificou-se também que, se o valor de L for maior a incerteza do resultado final não sofre alterações significativas.

Se todas as temperaturas forem superiores, mas mantendo as suas diferenças, ou seja se T_p aumentar, a incerteza do resultado também não sofre alterações significativas. Da mesma maneira, se aumentar a diferença de temperaturas entre o ar e a superfície da parede $T_{\infty,1} - T_{s,1}$, a incerteza não terá alterações significativas.

Assim, através desta análise, conclui-se que na utilização deste método, em paredes verticais e com convecção natural, deve ter-se em conta, especialmente, o erro associado à medição das várias temperaturas necessárias, e a diferença de temperaturas entre o ar interior e o ar exterior. De maneira a esta última diferença de temperaturas ser maior devem ser feitas medições, preferencialmente, em dias mais frios, e quando a temperatura do ar interior se situar perto, ou acima, dos 20°C. A medição das temperaturas deve, então, ser o mais exacto possível.

Os valores das outras variáveis, e das respectivas incertezas, não influenciam de forma significativa a incerteza do resultado final.

Foi também feita a análise para o caso das **paredes horizontais**, com convecção natural. Foram novamente, admitidos inicialmente valores considerados aceitáveis para as incertezas das várias medidas.

Na primeira análise, considerou-se uma incerteza na medição da dimensão característica (L) de $\Delta L = 0,01$, e analisou-se a influência da incerteza na medição das temperaturas na incerteza final da resistência térmica, para vários valores de diferença de temperatura entre o ar ambiente interior e exterior.

Neste caso, de paredes horizontais, e apesar das equações empíricas utilizadas para os cálculos serem diferentes, os resultados das incertezas finais são bastante semelhantes aos obtidos para as paredes verticais como se pode comprovar no seguinte gráfico (Figura 4.12).

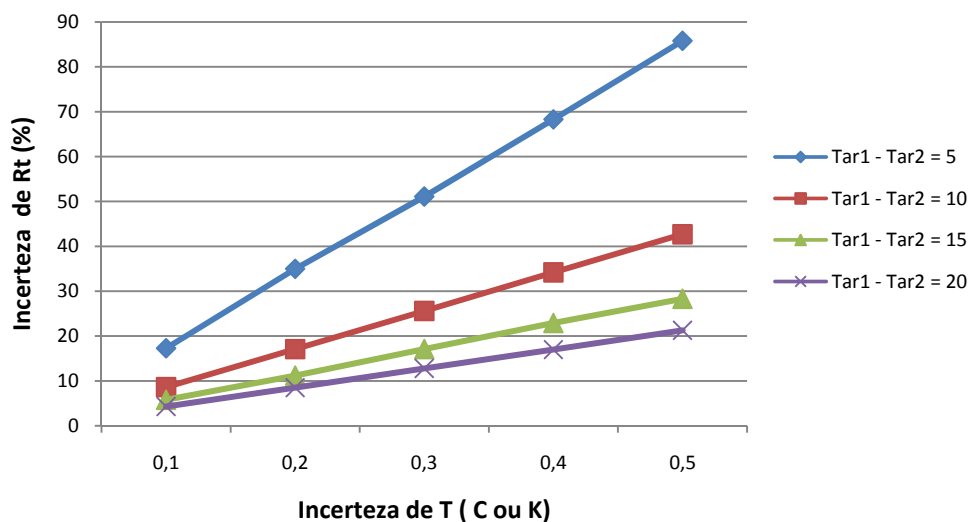


Figura 4.12 – Variação da incerteza de R_t com a incerteza na medição das temperaturas, para várias diferenças de temperatura $T_{ar,1} - T_{ar,2}$, para paredes horizontais

Tal, como para o caso das paredes verticais foi analisada a influência da incerteza das várias variáveis no resultado final e os resultados foram em tudo semelhantes aos anteriormente obtidos para esse tipo de paredes. Como exemplo, fica a análise feita à influência do valor da incerteza na medição da dimensão característica da parede (L), no gráfico seguinte (Figura 4.13.). Foi admitida uma incerteza na medição das temperaturas de $\Delta T = 0,1$ e usadas duas dimensão característica de 2,5 e 15m.

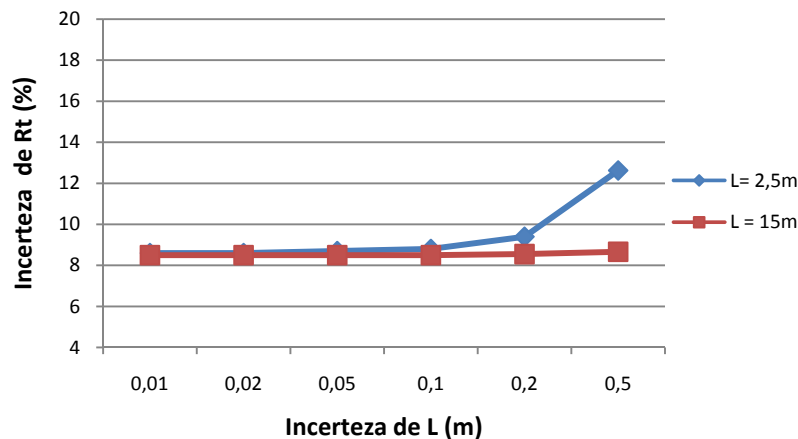


Figura 4.13 – Variação da incerteza de R_t em função da incerteza na medição da dimensão L , para paredes horizontais

Tal como para as paredes verticais, verifica-se que a variação da incerteza de L não influencia de forma significativa a incerteza da resistência térmica final. Apenas no caso da dimensão característica menor, e quando é usada uma incerteza elevada (0,5m) se verifica um aumento considerável da incerteza do resultado final. Para a dimensão característica maior, mesmo com uma incerteza na sua medição muito elevada, a incerteza final não sofre alterações.

Toda esta análise feita para as paredes horizontais foi realizada para o caso de paredes com a *superfície superior aquecida ou inferior arrefecida*. Para o caso de paredes com a *superfície inferior aquecida ou superior arrefecida* os resultados obtidos foram novamente semelhantes.

Assim, tanto para o caso de paredes verticais como de paredes horizontais, com convecção natural, e para os dois tipos de aquecimento, os resultados obtidos foram em tudo semelhantes e as conclusões a retirar são as mesmas.

De maneira a tentar obter menores valores de incerteza no resultado final, as medições de temperatura devem ser realizadas usando instrumentos com a menor incerteza possível e usando diferenças de temperatura entre o ar interior e exterior também elevadas.

As outras variáveis e respectivas incertezas não influenciam de forma significativa os valores do resultado final, tendo portanto uma maior flexibilidade em relação ao instrumento utilizado na sua medição.

Outra situação a ser analisada é a da **convecção forçada** no exterior. Neste tipo de convecção o tipo de parede (vertical, horizontal ou inclinada) não é importante uma vez que as equações empíricas são iguais para os diferentes tipos de parede. Mas, apesar de a convecção no exterior ser agora forçada, no interior da parede continua a ser natural, e portanto, a incerteza do resultado final é influenciada tanto pelos cálculos para a convecção forçada como para a convecção natural.

Inicialmente foi analisado, para os casos da **convecção forçada** no exterior, a influência dos valores da velocidade do ar e da respectiva incerteza, pois são as únicas variáveis que não são usadas nos cálculos da convecção natural.

A primeira análise foi feita para paredes verticais, verificando a influência da incerteza do valor da velocidade, como se pode ver no gráfico seguinte (Figura 4.14). Foi usado uma dimensão característica interior de $L = 2,5 \text{ m}$, uma dimensão característica exterior de $L_{ext} = 10 \text{ m}$ e temperatura do ar ambiente exterior, superfície exterior, e ar interior de 278 K, 279 K e 288 K, respectivamente. A análise foi feita para duas velocidades do ar, $u_{\infty} = 5,6 \text{ m/s}$ e $u_{\infty} = 7,6 \text{ m/s}$.

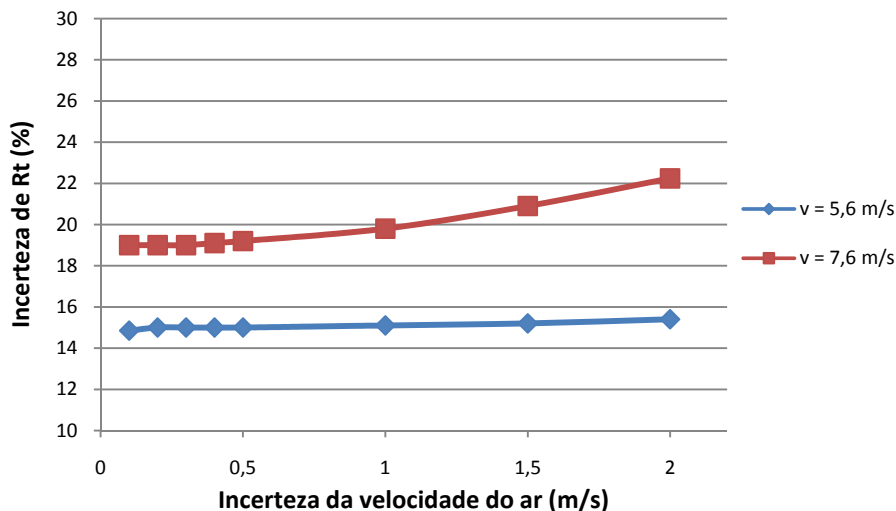


Figura 4.14 – Variação da incerteza de R_t em função da incerteza na velocidade do ar, para paredes verticais e para duas velocidades do ar

Da análise do gráfico (Figura 4.14) conclui-se que, para velocidades mais baixas, a incerteza da resistência térmica final não influencia de forma significativa a incerteza da resistência térmica. A variação desta é bastante pequena mesmo quando a incerteza da velocidade é elevada. Para velocidades maiores, o aumento da incerteza da velocidade do ar começa a provocar um aumento na incerteza do valor da resistência.

A análise seguinte (Figura 4.15) foi feita também para paredes verticais, verificando a influência do valor da velocidade do ar na incerteza final. Foi usada uma

incerteza na medição dessa velocidade de 1 m/s, sendo as outras grandezas iguais às usadas na análise anterior.

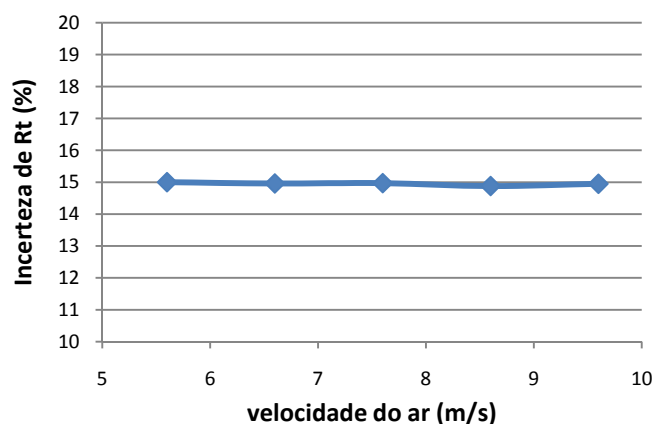


Figura 4.15 – Variação da incerteza de R_t em função da velocidade do ar, para paredes verticais

Da análise do gráfico se conclui que a incerteza da resistência térmica mantém-se sempre constante ao longo do aumento da velocidade do ar.

No caso das paredes horizontais, uma vez que as equações usadas são exactamente as mesmas do que para paredes verticais, não existem diferenças nos resultados da resistência térmica. As diferenças que possam surgir devem-se, sim, ao facto de as equações para a convecção natural no interior serem diferentes para os dois tipos de parede, mas que nesse caso não são influenciadas pela velocidade do ar.

Assim, verificou-se que a incerteza associada à medição da velocidade do ar tem alguma influência na incerteza do resultado final, sendo mais significativa para velocidades do ar mais elevadas. Para velocidades baixas essa influencia não é significativa.

Por outro lado, o aumento da velocidade do ar não tem qualquer influência na incerteza do resultado.

De referir que a incerteza na velocidade do ar é referente à sua medição, mas o próprio valor da velocidade pode muitas vezes não ser constante. Assim devem ser realizadas várias medições e, se possível, num dia em que não haja grandes variações de velocidade.

Foi ainda analisada a influência das outras variáveis envolvidas. No caso destas análises não foi incluindo o cálculo da iteração para obter a temperatura da superfície interior, uma vez que estariam envolvidos cálculos associados à convecção natural e pretende-se, agora, analisar a influência das variáveis somente na convecção forçada.

Verificou-se a influência da incerteza da temperatura no resultado sendo os resultados apresentados no gráfico seguinte (Figura 4.16). Foi usado uma dimensão

característica exterior de 10m com 0,1m de incerteza, velocidade do vento de 5,6 m/s com uma incerteza de 1m/s, e uma temperatura do ar exterior, da superfície exterior e da superfície interior de 278K, 279K e 284,5K, respectivamente.

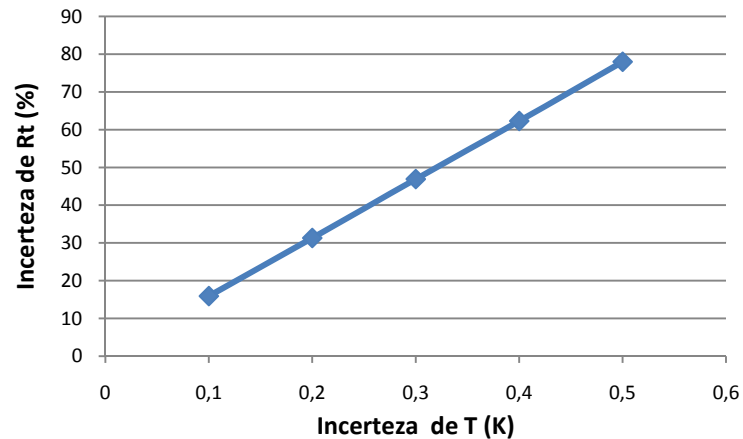


Figura 4.16 – Variação da incerteza de R_t em função da incerteza da temperatura para convecção forçada

Como se pode verificar, a incerteza da temperatura tem uma grande influência na incerteza da resistência térmica, tal como acontecia para a convecção natural.

Foi também analisada a influência da diferença de temperaturas entre o ar ambiente exterior e a superfície da parede. Para esta análise a temperatura da superfície interior foi considerada constante e com o valor 298K, e com uma velocidade do ar de 4 m/s e dimensão de 10m.

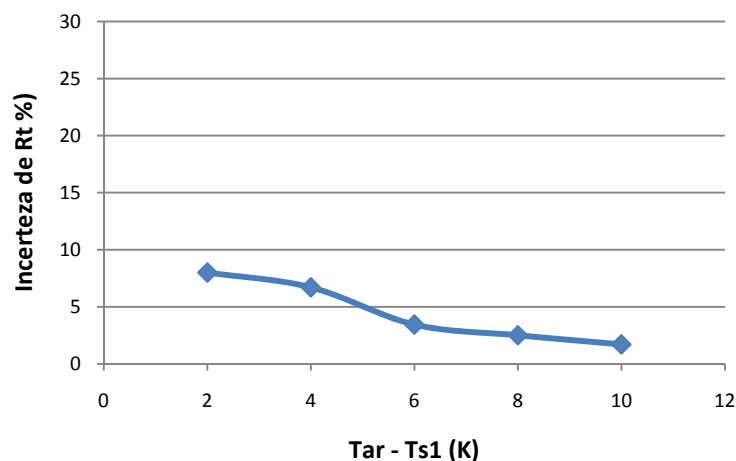


Figura 4.17 – Variação da incerteza de R_t em função da variação da diferença de temperatura entre o ar e a superfície exterior

Com esta análise conclui-se que uma pequena diferença de temperatura no exterior provoca maiores valores de incerteza do resultado, tal como para a convecção natural, mesmo que para este caso a influência não seja tão acentuada.

Outras análises foram feitas e concluiu-se que a variação da temperatura de película (T_p), mantendo as diferenças de temperatura, não tem qualquer influência na incerteza do resultado, e o mesmo acontece com o valor da dimensão característica, e a sua respectiva incerteza.

Pode ainda ser feita uma análise para o caso da existência de radiação solar, em que a temperatura da superfície exterior da parede é calculada com a equação (3.58) e a respectiva incerteza com a equação (3.59). A incerteza da temperatura medida na parede é considerada a mesma que para as outras temperaturas, e a incerteza do coeficiente de convecção depende de outras grandezas, como já foi visto. A incerteza do fluxo por radiação solar é a única que não se encontra em outros cálculos. Assim, fez-se variar essa incerteza e verificou-se a influência na incerteza da temperatura calculada e da resistência térmica final. Foram considerados os seguintes valores: $\Delta T_s^* = 0,1$, $\alpha = 0,3$, $\xi = 1$, $q_{solar} = 200$, T_s . Os resultados são apresentados nos seguintes gráficos:

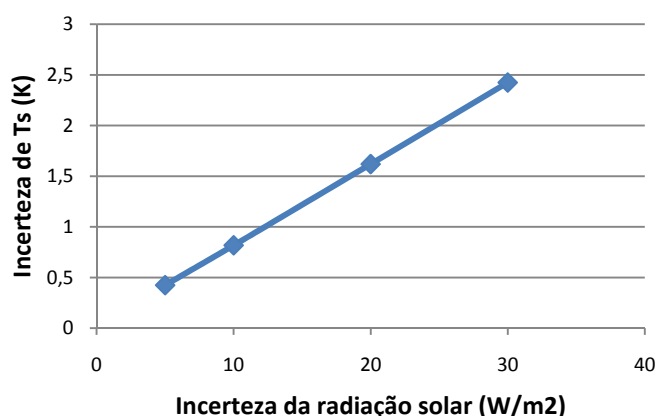


Figura 4.18 – Variação da incerteza da temperatura calculada para a superfície da parede em função da incerteza da radiação solar

Como se pode observar, o aumento da incerteza na medição da radiação influencia de forma significativa a incerteza da temperatura obtida no cálculo. No gráfico seguinte é mostrada a influência da mesma variação de incerteza na incerteza da resistência térmica. Foram considerados os seguintes valores: $T_{ext} = 283K$, $T_{int} = 293K$, $T_s^* = 303K$.

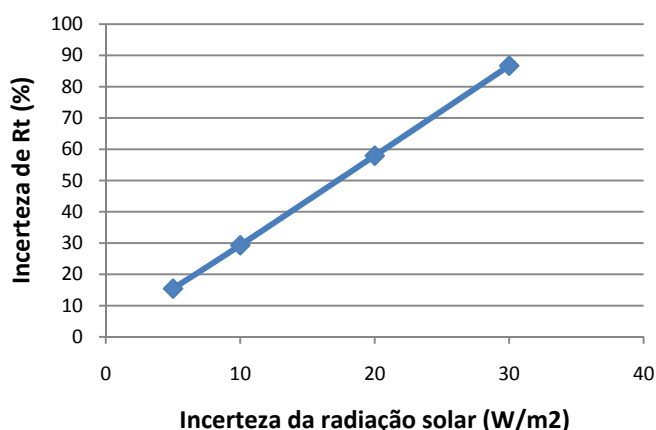


Figura 4.19 – Variação da incerteza da resistência térmica em função da incerteza da radiação solar

Como seria de esperar a incerteza da resistência térmica aumenta de forma muito significativa. Ainda assim, esse aumento não é tão significativo pois a radiação solar influencia apenas uma temperatura. As outras temperaturas mantêm a incerteza da medição.

Em vez de variar a incerteza da radiação solar, podemos, ainda variar a incerteza da temperatura inicialmente medida na superfície da parede (T_s^*). Os resultados são apresentados no gráfico seguinte:

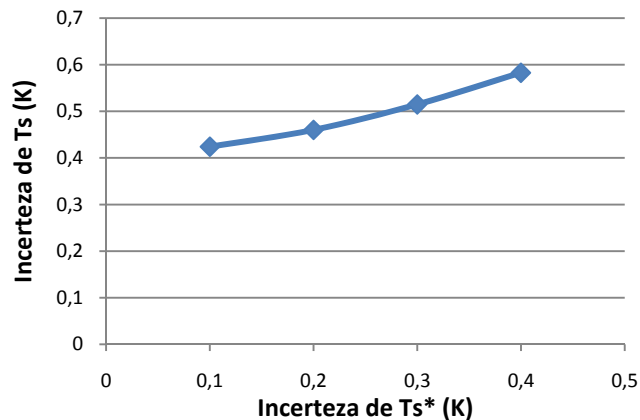


Figura 4.20 – Variação da incerteza da temperatura calculada para a superfície da parede em função da incerteza da temperatura medida (T_s^*)

Desta vez a variação da incerteza da temperatura obtida bastante menor, não deixando, no entanto, de ser algo elevada. Finalmente, a variação da incerteza da resistência térmica não é tão acentuada como para o caso anterior, como se pode verificar no gráfico seguinte.

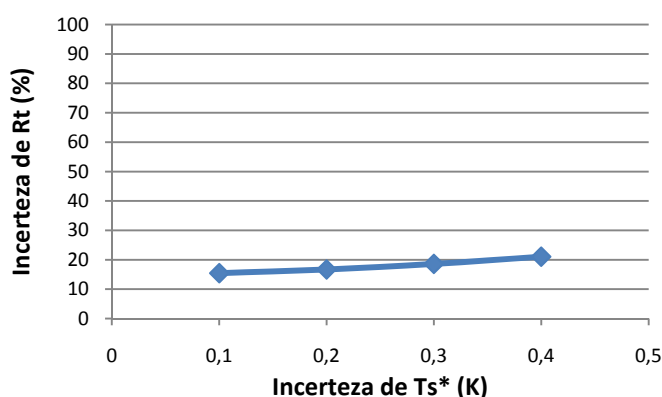


Figura 4.21 – Variação da incerteza da resistência térmica em função da incerteza da temperatura medida na superfície da parede (T_s^*)

4.3 - Análise do tipo de convecção a considerar

A convecção natural depende apenas das temperaturas da superfície da parede e do ar ambiente e da dimensão característica da parede, neste caso a altura, sendo portanto constante se essas condições forem fixas. Já a convecção forçada depende, também, das temperaturas e dimensão característica, que neste caso é a dimensão paralela ao escoamento do ar, na maioria das vezes na horizontal, e principalmente da velocidade do ar. Para velocidades do ar muito baixas a convecção natural é mais significativa do que a convecção forçada, mas a partir de um certo valor, o fluxo de calor devido à convecção forçada é claramente superior.

É o valor da velocidade a partir do qual o coeficiente de transferência de calor por convecção é superior, para a convecção forçada, que é importante determinar.

Assim, foi feita uma análise experimental, para ter uma ideia desse valor de velocidade.

Essa velocidade crítica depende das várias grandezas em análise: temperatura do ar e da superfície da parede e dimensão característica.

Na primeira análise (Figura 4.22) foram fixadas as temperaturas do ar e da parede de, respectivamente 290K e 285K. A dimensão característica considerada para a convecção natural é de 3,5m. Para a convecção forçada foram consideradas dimensões características de 3,5m, 10m e 20m. As maiores dimensões serão mais aplicáveis em edifícios de maiores dimensões ou quando o escoamento se processe na horizontal e paralelo à parede. O valor de 3,5m será aplicável para pequenos edifícios e quando, por exemplo, o escoamento do ar é perpendicular à parede (p.e. uma parede de uma vivenda com vento de frente), sendo a dimensão característica a altura da parede.

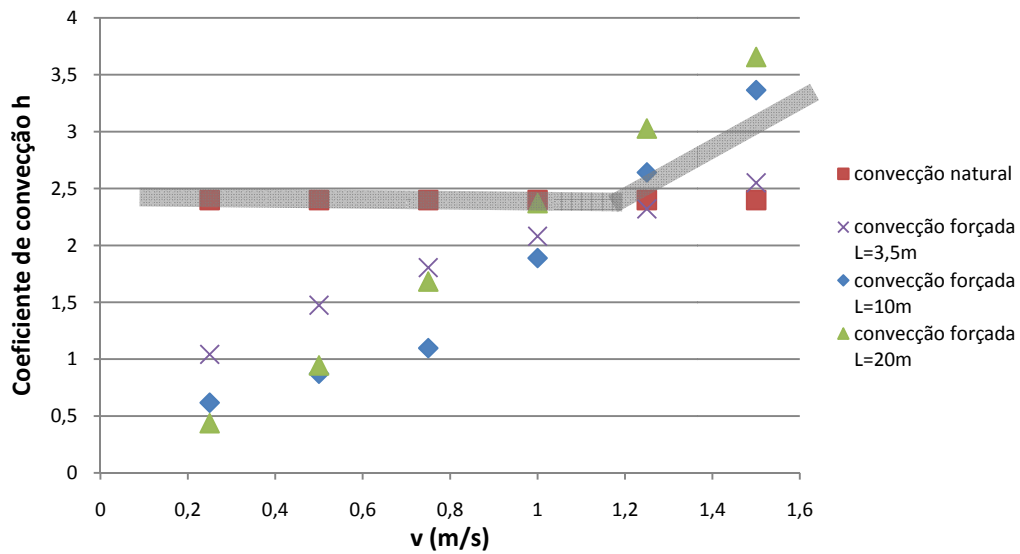


Figura 4.22 – Variação do coeficiente de convecção (h) em função da velocidade do ar para convecção natural e forçada

Se for considerado uma dimensão característica igual em ambos os tipos de convecção (3,5m) a convecção forçada torna-se mais significativa a partir de uma velocidade de sensivelmente 1,3 m/s (4,7 km/h). Se a dimensão característica da convecção forçada aumentar bastante, esse valor de velocidade crítica diminui para valores entre 1 e 1,2 m/s. (3,6 e 4,3 km/h)

Se a análise for feita para as mesmas condições, com excepção da temperatura que é agora de 280K e 275K, para o ar ambiente e a superfície da parede respectivamente, os resultados não são muito diferentes (Figura 4.23).

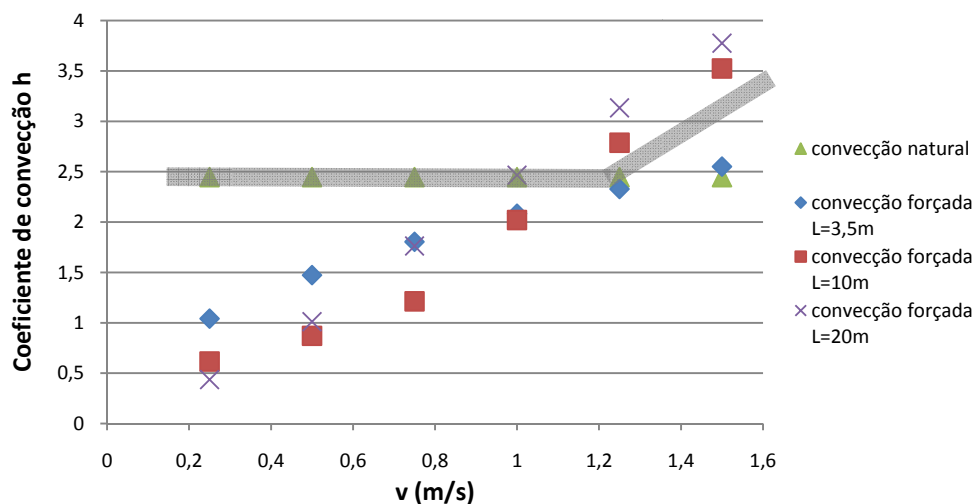


Figura 4.23 – Variação do coeficiente de convecção (h) em função da velocidade do ar para convecção natural e forçada

Neste caso as velocidades críticas mantêm-se sensivelmente constantes em relação à análise anterior, registrando-se apenas um ligeiro aumento. Esta variação na temperatura não é portanto muito significativa na alteração da velocidade crítica.

A variação da diferença de temperaturas entre o ar e a superfície da parede terá maior influência sobre o valor do coeficiente de convecção.

A análise seguinte (Figura 4.24) foi feita usando temperaturas do ar e da parede de, respectivamente, 290K e 280K. As dimensões características são as mesmas que anteriormente.

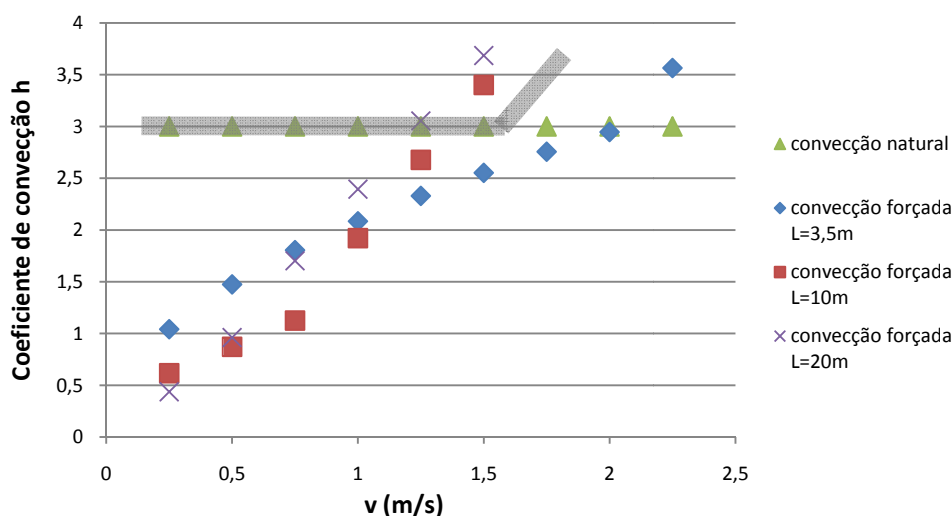


Figura 4.24 – Variação do coeficiente de convecção (h) em função da velocidade do ar para convecção natural e forçada

Apesar da alteração nas temperaturas os valores do coeficiente de convecção para a convecção forçada são bastante semelhantes. Já para a convecção natural o aumento da diferença de temperatura provoca um aumento de h . Assim, as velocidades críticas aumentam ligeiramente, para as maiores dimensões características, sendo até próximas, por volta de 1,25 m/s (4,5 km/h) e de uma forma mais acentuada para a dimensão menor, com um valor de 2 m/s (7,2 km/h).

Tendo em conta que os valores da convecção forçada não sofrem variações significativas com a temperatura a avaliação destas velocidades para outras diferenças de temperaturas podia ser feita no mesmo gráfico. Obtendo o valor de h para a convecção natural e traçando uma nova resta no gráfico. Como seria de esperar, se diminuir esse valor de h , consequência de uma menor diferença de temperatura entre o ar e a parede, diminui também a velocidade crítica.

De notar que os valores do coeficiente de convecção obtidos para a convecção forçada não são influenciados pelas temperaturas, como acontece com a convecção natural, mas sim, e fortemente, pela velocidade do ar.

A influência do valor da dimensão característica no valor do coeficiente de convecção foi também analisada (Figura 4.25).

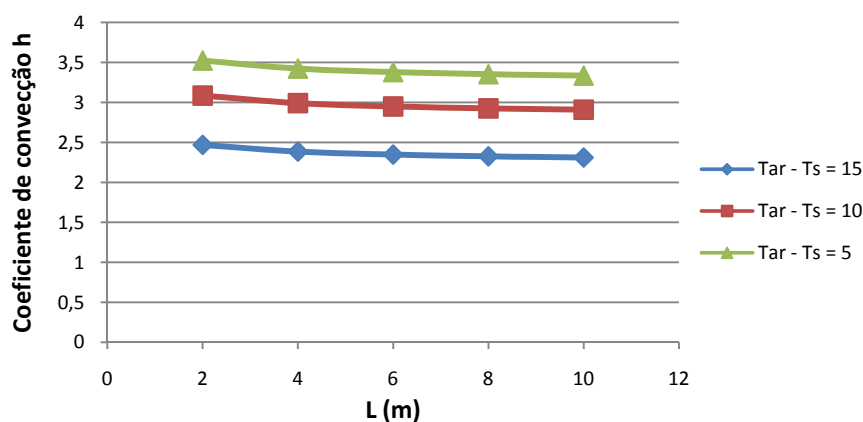


Figura 4.25 – Variação do coeficiente de convecção (h) em função da dimensão característica para convecção natural

Assim, conclui-se que, para na convecção natural a dimensão característica não influencia de forma significativa o valor do coeficiente de convecção. Por outro lado, este valor é bastante influenciado pelas diferenças de temperatura entre o ar e a parede.

Com esta análise é possível verificar que a velocidade crítica a partir da qual se deve considerar a convecção forçada em vez da convecção natural situa-se para a maioria das situações entre 1 a 1,5 m/s (3,6 a 5,4 km/h).

Para edifícios de maiores dimensões, onde L é maior, a convecção forçada deve ser considerada a partir de velocidades perto de 1,2 m/s (4,3 km/h). Se a dimensão característica for bastante menor, essa velocidade crítica aumenta para valores perto de 1,5 m/s (5,4 km/h) ou até perto de 2 m/s (7,2 km/h), no caso de diferenças de temperaturas significativas entre o ar e a parede. Estes valores são bastantes baixos, sendo poucos os dias em que se registam condições climatéricas com o ar a estas velocidades. Assim, para a grande maioria das situações deve ser analisada a convecção forçada.

5. Aplicação desenvolvida em Matlab

Para o cálculo da resistência térmica foi desenvolvido um programa usando o software Matlab. A par desse programa, foi desenvolvida uma aplicação, usando o componente GUIDE do Matlab, de forma a facilitar a utilização do programa.

O utilizador introduz as variáveis medidas (temperaturas, dimensão característica, etc.) e as respectivas incertezas, e selecciona algumas opções, por exemplo tipo de convecção, e o software efectua todos os cálculos necessários, devolvendo o resultado final da resistência térmica. Através do cálculo de algumas variáveis (por exemplo Ra ou Re) são seleccionadas, pelo software, as equações a usar nos cálculos.

A aplicação tem o aspecto geral mostrado na Figura 5.1.

The application window 'CalculoRT' displays a schematic of a wall with heat transfer parameters: T_A , T_B , T_s , q , and L_{int} . The interface includes the following controls:

- 1.** Convecção natural (dropdown)
- 2.** Parede vertical (dropdown)
- 3.** Input fields for T_A (K), T_B (K), L_{int} (m), and L_{ext} (m), each with an adjacent 'Incerteza' field.
- 4.** ☐ Radiação solar
- 5.** Número de zonas: 2 (dropdown)

Ts1 (K)	Incerteza	Área (m2)	incerteza	Rt 1	Incerteza
Ts2 (K)	Incerteza	Área (m2)	incerteza	Rt 2	Incerteza

At the bottom, there is a **CALCULAR** button and output fields for:

- Resistência Térmica Média ($m^2 \cdot K / W$)
- U ($W / m^2 \cdot K$)

Figura 5.1– Aspecto geral da aplicação desenvolvida para o Matlab

Para começar, no ponto 1, o utilizador deve seleccionar o tipo de convecção que ocorre no exterior (Figura 5.2). A opção *convecção natural* já se encontra seleccionada por defeito. Para a superfície interior da parede é sempre considerada a convecção natural.

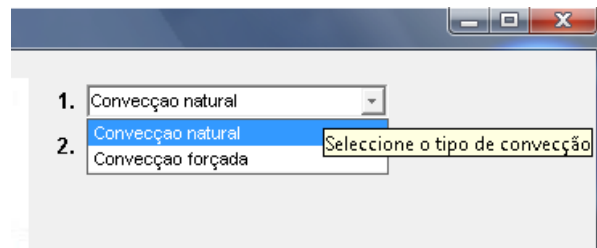


Figura 5.2 – Menu para escolha do tipo de convecção

Se for seleccionada a opção de *convecção forçada*, surge um novo painel com várias caixas para introdução de valores (Figura 5.3). Assim, o utilizador deve introduzir várias variáveis necessárias aos cálculos para este tipo de convecção. E são elas: a velocidade do vento na parede exterior e a respectiva incerteza; o número crítico de Reynolds, e neste caso, o valor 5×10^5 já está inserido por defeito, por ser o valor normalmente usado.

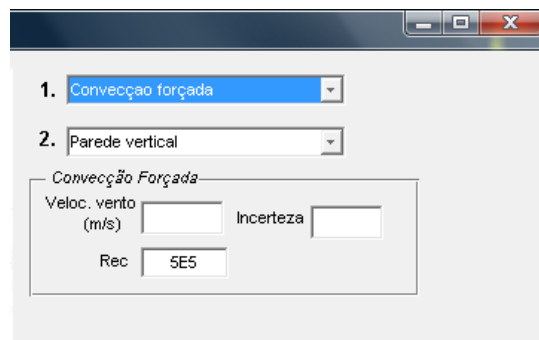


Figura 5.3 – Painel referente à convecção forçada

De seguida, no ponto 2, deve ser seleccionado, o tipo de parede, em análise (Figura 5.4). Neste caso, encontra-se seleccionado *parede vertical* por defeito.

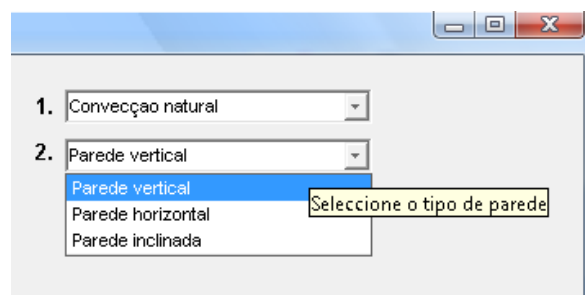


Figura 5.4 – Menu para escolha do tipo de parede

Desta vez, se for seleccionada a opção *parede horizontal*, surge um painel com um menu referente a este tipo de parede (Figura 5.5) onde o utilizador selecciona a relação de temperaturas entre as superfícies da parede: superfície superior da parede aquecida ou inferior arrefecida, ou superfície inferior da parede aquecida ou superior arrefecida.

Figura 5.5 – Painel referente à parede horizontal

Ainda, se for seleccionada a opção parede inclinada, surge o mesmo painel que para a parede horizontal, referente ao tipo de aquecimento e surge um outro painel onde o utilizador insere a inclinação da parede, em graus, e a respectiva incerteza (Figura 5.6).

Figura 5.6 – Painel referente a paredes inclinadas

No ponto 3 (Figura 5.7) são inseridas as temperaturas do ar ambiente e o valor da dimensão característica interior e exterior, e respectivas incertezas. O valor de L para o interior corresponde à dimensão vertical da parede, uma vez que se considera sempre a convecção natural. Já o valor de L para o exterior pode ser também a dimensão vertical, no caso de convecção natural, ou, se a convecção for forçada, será a dimensão da parede paralela ao escoamento do ar.

3. TA (K) Incerteza

TB (K) Incerteza

L int (m) Incerteza

L ext (m) Incerteza

Figura 5.7 – Ponto 3, de introdução dos valores das temperaturas ambiente e dimensão característica interior e exterior da parede

No ponto 4, o utilizador pode optar por incluir a radiação nos cálculos, ou não, seleccionado a *check-box* (Figura 5.8). Ao seleccionar, surge um painel com novas caixas para introdução de dados necessários. Deve ser inserido o valor da absorptividade, do coeficiente ξ (csi), e da radiação incidente na parede, bem como a sua incerteza.

4. ☒ Radiação solar

Radiação

absorptividade Csi

Radiação (W/m²) incerteza

Figura 5.8 – Painel referente à radiação solar

No ponto 5 (Figura 5.9) o utilizador introduz as temperaturas medidas na superfície exterior da parede e a respectiva incerteza. Estes valores podem ser medidos, por exemplo, com uma câmara termográfica.

Se forem delimitadas zonas do material com a mesma temperatura, pode ser calculada a resistência térmica para cada uma, até um máximo de 5. Deve então ser inserido o valor das temperaturas e a área de cada uma dessas zonas. Assim, é feita a média ponderada da resistência térmica do material, usando a percentagem que a área de cada zona representa na área total.

Neste ponto, é mostrada ainda a resistência térmica calculada para cada zona, e a respectiva incerteza.

5. Número de zonas: 3

Ts1 (K)	<input type="text"/>	incerteza	<input type="text"/>	Área (m ²)	<input type="text"/>	incerteza	<input type="text"/>	Rt 1	<input type="text"/>	incerteza	<input type="text"/>
Ts2 (K)	<input type="text"/>	incerteza	<input type="text"/>	Área (m ²)	<input type="text"/>	incerteza	<input type="text"/>	Rt 2	<input type="text"/>	incerteza	<input type="text"/>
Ts3 (K)	<input type="text"/>	incerteza	<input type="text"/>	Área (m ²)	<input type="text"/>	incerteza	<input type="text"/>	Rt 3	<input type="text"/>	incerteza	<input type="text"/>

Figura 5.9 – Ponto 5, de introdução dos valores de temperatura para as várias zonas

No final, e depois de todos os valores introduzidos, o utilizador deve carregar no botão *calcular* e surgem então os resultados da resistência térmica para cada uma das zonas em análise. Na parte inferior da aplicação surgem, então, o resultado da média

ponderada da resistência térmica e o coeficiente de transferência de calor e as respectivas incertezas (Figura 5.10). Este valor de U é calculado com a média da resistência térmica e com valores com os valores de h interior e exterior calculados também com uma média ponderada.

The screenshot shows a section of the application interface. On the left is an orange button labeled "CALCULAR". To its right, there are two rows of labels and input fields. The first row is labeled "Resistência Térmica Média (m2 . K / W)" and has a grey input field followed by the label "Incerteza" and another grey input field. The second row is labeled "U (W / m2 . K)" and has a grey input field followed by the label "Incerteza" and another grey input field.

Figura 5.10 – Resultados finais e botão para ordenar o cálculo

A Figura 5.11 apresenta o aspecto final da aplicação, o exemplo de resultados obtidos.

The screenshot shows the full application window titled "CalculoRT". It features a diagram of a brick wall with heat flow q from exterior to interior. The exterior side is labeled T_A and the interior side is labeled T_B . The wall thickness is L_{int} . Below the diagram, there are input fields for T_A (273 K), T_B (293 K), L_{int} (2.5 m), and L_{ext} (10 m), each with an "Incerteza" field. To the right, there are dropdown menus for "1. Convecção natural" and "2. Parede vertical", and a checkbox for "4. Radiação solar". Below these, there is a section for "5. Número de zonas: 3" with a table of zone data:

Ts (K)	Incerteza	Área (m2)	incerteza	Rt	Incerteza
Ts1 (K) 275	0.1	2	0.1	Rt 1 4.526	0.342
Ts2 (K) 276	0.1	10	0.1	Rt 2 2.318	0.123
Ts3 (K) 277	0.1	5	0.1	Rt 3 1.359	0.058

At the bottom, there is an orange "CALCULAR" button, followed by the calculated results: "Resistência Térmica Média (m2 . K / W)" with the value 2.296 and "U (W / m2 . K)" with the value 0.306, each with its respective "Incerteza" value (0.098 and 0.009).

Figura 5.11 – Aspecto final da aplicação depois de efectuados os cálculos

6. Conclusões

6.1 - Conclusões

Neste trabalho foi desenvolvido um método matemático para determinação da resistência térmica da envolvente de edifícios, com base no conhecimento das temperaturas superficiais exteriores da parede, e da temperatura do ar interior e exterior. Deste modo a aplicação do método não implica qualquer dano na construção do edifício em análise.

O fluxo de calor é calculado a partir das temperaturas medidas, sendo esses cálculos baseados em equações empíricas. O método pressupõe que a transferência de calor se processa em regime quase - estacionário, e por isso é necessário que as medições sejam efectuadas quando as variações de temperatura ao longo do tempo forem mínimas. Por exemplo, num dia em que as condições atmosféricas sejam constantes. O método considera, ainda, que a variação da condutividade térmica com a temperatura é desprezável, sendo, portanto, considerada constante.

Para a aplicação do método o utilizador deve conhecer sempre as temperaturas do ar interior, do ar exterior e da superfície exterior da parede. Para além disso, deve saber se a convecção no exterior da parede é natural ou forçada. No caso da primeira, terá também que saber a dimensão vertical da parede. No caso da convecção forçada, para além dessa dimensão característica, que neste caso pode não ser a vertical, terá também que saber a velocidade do ar.

No caso de haver radiação solar incidente sobre a parede, deve ser medido o fluxo de calor provocado por essa radiação, e deve ser conhecida a absorvidade da parede e ainda o coeficiente ξ que tem em conta a inércia térmica da parede. Assim pode ser quantificada a influência dessa radiação na temperatura da parede.

O método pode ser aplicado para paredes verticais, horizontais, ou inclinadas, se bem que neste último caso, com algumas limitações.

Depois de desenvolvido o método foram feitas algumas análises ao mesmo.

Da análise ao tipo de escoamento do ar na superfície da parede em função da variação das grandezas, concluiu-se que, tanto para o caso da convecção natural como da convecção forçada, o escoamento turbulento desenvolve-se sempre. Excepção feita ao caso da convecção forçada para velocidades do ar baixas (por volta de 5 km/h) e para dimensões características também baixas (até 5m), em que o escoamento é laminar. No entanto, estes valores não serão muito comuns, no caso da convecção forçada, uma vez que para velocidades mais baixas a convecção natural torna-se mais importante, e a dimensão característica, sendo normalmente a dimensão horizontal, terá valores superiores.

Uma análise mais importante foi feita à influência de cada uma das variáveis e incertezas no resultado final. Para o caso da convecção natural, tanto para paredes verticais como horizontais, a incerteza na medição das temperaturas é a que mais influencia a incerteza do resultado final. A diferença de temperaturas entre o ar interior e o ar exterior provoca também elevadas incertezas no resultado final, se o seu valor for baixo, por exemplo 5 K. Já a variação das outras grandezas e respectivas incertezas não influencia de forma significativa os resultados.

Para a convecção forçada no exterior, a incerteza na medição da velocidade do ar tem alguma influência na incerteza do resultado final, principalmente para valores de velocidade mais elevados. Apenas para velocidades mais baixas, o aumento da incerteza não tem uma influência significativa no resultado. O aumento da velocidade, que poderia eventualmente atenuar a incerteza final, neste caso não tem qualquer consequência nessa incerteza. Das outras variáveis envolvidas, tal como para a convecção natural, a incerteza na medição das temperaturas é a que tem mais influência no resultado final. O aumento da diferença de temperaturas também diminui a incerteza final, se bem que não de forma tão acentuada como acontecer para a convecção natural. Já as outras variáveis e respectivas incertezas não influenciam de forma significativa a resistência térmica.

Para as paredes horizontais, as equações utilizadas para os cálculos da convecção forçada são as mesmas e portanto a velocidade do ar tem a mesma influência. As diferenças nos resultados entre os dois tipos de parede dever-se-ão, sim, às diferentes equações utilizadas para a convecção natural no interior.

Portanto, há que tentar medir, principalmente, as temperaturas com a menor incerteza possível. Para além dessa condição, o método deve ser aplicado quando for possível ter a maior diferença de temperaturas entre o ar interior e exterior, de maneira a maximizar os fluxos de calor por condução e convecção. Esta condição é necessária acima de tudo para o caso da convecção natural, já que convecção forçada o fluxo de calor por convecção no exterior é mais elevado. A melhor maneira de conseguir essa diferença de temperaturas será durante uma noite de inverno, se o interior da casa for aquecido e estiver a uma temperatura, por exemplo, por volta dos 20 °C. Essas condições podem também ser conseguidas durante um dia de Verão, com temperatura elevada no exterior. Mas neste caso a temperatura da superfície exterior da parede será bastante influenciada pela radiação solar, e a quantificação dessa influência necessita ainda de alguma análise experimental de forma a poder ser aplicada com resultados minimamente satisfatórios.

A existência de vento, e consequentemente da convecção forçada, aumenta bastante o fluxo de calor na superfície exterior. Mas, a mediação do valor da velocidade do ar, para além da incerteza associada ao aparelho de medição, pode não ser muito correcta. Isso deve-se ao facto de o vento poder sofrer variações, tanto de velocidade, como eventualmente de direcção, que serão mais acentuadas em zonas com obstáculos, como por exemplo edifícios. De forma a obter resultados mais próximos da realidade devem ser realizadas várias medições do valor da velocidade do ar.

Uma última análise foi feita para determinar o valor acima do qual a convecção forçada prevalece sobre a convecção natural. Mesmo dependendo este valor crítico das várias variáveis foi possível concluir que esse valor crítico de velocidade, para a maioria das situações, se situa entre 1 e 1,5 m/s (3,6 e 5,4 km/h). Para edifícios de maiores dimensões, essa velocidade é menor e situa-se perto de 1,2 m/s (4,3 km/h). No caso de edifícios mais pequenos e quando a dimensão característica for pequena a velocidade crítica ronda os 1,5 m/s (5,4 km/h) podendo chegar perto de 2 m/s (7,2 km/s). Como estas velocidades são bastante baixas, na grande maioria das situações será considerada a convecção forçada.

Uma vez que um dos pressupostos deste método é que a transferência de calor se processe em regime quase - estacionário, a sua aplicação está muito dependente das condições atmosféricas. Assim, deve procurar-se aplicar o método em dias em que essas condições sofram as menores variações ao longo do tempo.

Para realizar todos os cálculos do método foi desenvolvido um programa, com o software Matlab. Com este software foi também desenvolvida uma aplicação, de modo a facilitar a utilização do programa e torná-lo mais agradável esteticamente. O utilizador apenas necessita de inserir as variáveis necessárias e escolher o tipo de convecção, escoamento, parede, etc, e o programa devolve o resultado final da resistência térmica.

6.2 - Propostas para trabalho futuro

Apesar de, com o método desenvolvido, ser possível obter uma estimativa da resistência térmica da envolvente de um edifício, muito trabalho pode ainda ser feito no sentido de melhorar os resultados obtidos.

Provavelmente, o trabalho mais importante a realizar no futuro para o melhoramento deste trabalho, será a determinação experimental do coeficiente ξ . Deverá ser feita uma estimativa deste valor para os materiais mais comuns usados na construção da envolvente de edifícios, ou para grupos de materiais com características semelhantes, e para diferentes tipos de isolamento. Com o conhecimento deste valor será possível obter melhores resultados quando a temperatura exterior da parede é influenciada pela radiação.

Para a validação deste, e de qualquer outro, método é crucial a realização de testes práticos. Para isso, o método deverá ser testado em construções onde o valor da resistência térmica seja plenamente conhecido, de forma a verificar se os resultados obtidos com o método são satisfatórios. Com estes testes poderão ser detectadas eventuais limitações não perceptíveis anteriormente.

Depois de o método ser completamente validado seria útil para a sua utilização prática a integração de uma base de dados com valores típicos de resistência térmica. Se este método for implementado com a ajuda de um software de cálculo, podem ser,

facilmente introduzidos no programa valores típicos da resistência térmica para os materiais mais utilizados na construção da envolvente de edifícios. Deste modo, será possível comparar os resultados obtidos com os valores esperados para um determinado material.

Também com o software usado para os cálculos, o programa pode determinar se deve ser considerada a convecção natural ou forçada. No caso de as velocidades do vento serem bastante baixas o utilizador pode não saber se deve considerar a convecção natural ou forçada. Para isso deve ser introduzida a velocidade do ar e através do valor crítico o programa determinará que tipo de convecção deve considerar e usa as equações referentes a esse tipo. Como vimos anteriormente o valor crítico da velocidade varia conforme as condições, mas essa variação não é muito acentuada, e podem, até, ser definidos algumas velocidades para intervalos de valores.

Bibliografia

- [1] **Incropera, Frank P. e DeWitt, David P.** *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. Quita Edição. s.l. : LTC.
- [2] **Telejko, Tadeusz e Malinowski, Zbigniew.** Application of an inverse solution to the thermal conductivity identification using the finite element method. *Journal of Materials Processing Technology*. 2004, Vol. 146, pp. 145-155.
- [3] **Yang, Ching-yu.** A linear inverse model for the temperature-dependent thermal conductivity determination in one-dimensional problems. *Applied Mathematical Modelling*. 1998, Vol. 22, pp. 1-9.
- [4] **Yeung, W. K. e Lam, T. T.** Second-order finite difference approximation for inverse determination of thermal conductivity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1996, Vol. 39, pp. 3685-3693.
- [5] **Chang, Chia-Lung e Chang, Ming.** Non-iteration estimation of thermal conductivity using finite volume method. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2006, Vol. 33, pp. 1013-1020.
- [6] **Kim, Sin, Kim, Min Chan e Kim, Kyung Youn.** Non-iterative estimation of temperature-dependent thermal conductivity without internal measurements. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2003, Vol. 46, pp. 1801-1810.
- [7] **Zueco, J., Alhamab, F. e González-Fernández, C.F.** Inverse determination of temperature dependent thermal conductivity using network simulation method. *Journal of Materials Processing Technology*. 2006, Vol. 174, pp. 137-144.
- [8] **Yang, Ching-yu.** Estimation of the temperature-dependent thermal conductivity in inverse heat conduction problems. *Applied Mathematical Modelling*. 1999, Vol. 23, pp. 469-478.
- [9] **Igreja, Rui.** Métodos para a medição de resistência térmica de elementos de edifícios.
- [10] **Incropera, Frank P., et al.** *Fundamentals of heat and mass transfer*. Sixth Edition. s.l. : Wiley, 2006.
- [11] **Al-Khawaja, Mohammed J.** Determination and selecting the optimum thickness of insulation for buildings in hot countries by accounting for solar radiation. *Applied Thermal Engineering*. 2004, Vol. 24, pp. 2601-2610.

- [12] **Çengel, Yunus A.** Heat and Mass Transfer: A Practical Approach. Third Edition. s.l. : McGrawHill, 2006, 12, pp. 688-691.
- [13] **Silva, Pedro Correia.** Tese de Mestrado em Engenharia Civil - Análise do Comportamento Térmico de Construções não Convecionais através de Simulação em VisualDOE - ANEXO II – Coeficiente de Condutibilidade Térmica “In-Situ”. 2006.
- [14] Método de Diferenças Finitas. <http://aero.ist.utl.pt/~ggb/principal.pdf> [Online]
- [15] A Incerteza. <http://www.defi.isep.ipp.pt/~ndg/site/docs/Aula4.pdf> [Online]
- [16] **Kurpisz, K. e Nowak, A.J.** *Inverse Thermal Problems*. s.l. : Computational Mechanics Publications, 1995.
- [17] **Laurenti, Lucio, Marcotullio, Fulvio e Monte, Filippo de.** Determination of the thermal resistance of walls through a dynamic analysis of in-situ data. *International Journal of Thermal Sciences*. 2004, Vol. 43, pp. 297–306.
- [18] **Agência Local para a Gestão de Energia do Barreiro e Moita, S.energia.** A Importância da Certificação Energética dos Edifícios - A Energia nos Edifícios e o SCE. www.senergia.pt.
- [19] **Matias, Luís e Santos, Carlos A. Pina dos.** Coeficientes de Transmissão Térmica de Elementos da Envolvente de Edifícios. *ICT Informação Técnica Edifícios - ITE50*. Lisboa : LNEC, 2006.
- [20] **Wawrzynek, A., et al.** Application of direct/inverse analysis to evaluate the structure integrity of concrete. Part I. Formulation for thermo-mechanical properties determination. *NDT&E International*. 2003, Vol. 36, pp. 101-110.
- [21] MATLAB Documentation. [Online]
<http://www.mathworks.com/access/helpdesk/help/techdoc/>

Anexos

1. Variação da condutividade térmica com a temperatura [10]

Em geral, a condutividade térmica de um material varia com temperatura. Porém esta variação é moderada para muitos materiais na gama de interesse prático e pode ser desprezada. Nesses casos, podemos usar um valor médio para a condutividade térmica e considerá-lo uma constante. Isto também é prática comum para outras propriedades dependentes da temperatura como a densidade e o calor específico.

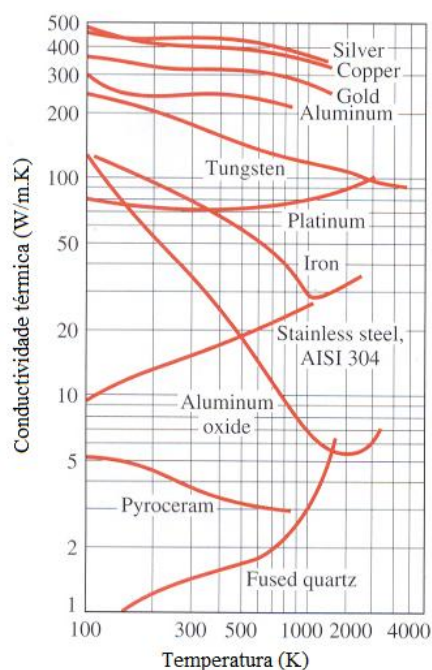


Figura A.1 – Variação da condutividade térmica de alguns sólidos com a temperatura [10]

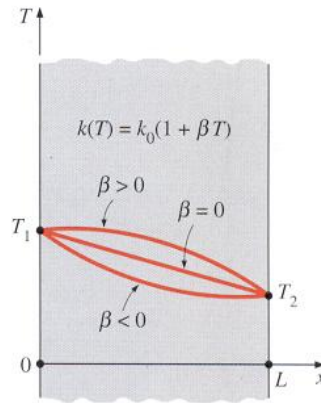


Figura A.2 – Variação da temperatura no plano da parede para condução estacionária e unidimensional para os casos de condutividade térmica constante a variável [10]

2. Método de diferenças finitas [14]

O método de diferenças finitas é uma das várias técnicas para a diferenciação de uma função discreta, i.e., um conjunto discreto de valores da variável dependente em pontos conhecidos da variável independente.

Seja $\phi(x)$ uma função, e para uma malha uniforme, onde o valor de $x_{i-1} - x_i$ representa o espaçamento da malha, as equações são:

- a primeira derivada através das diferenças a jusante (ou progressivas), ou método explícito

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_i = \frac{(\phi_{i+1,j} - \phi_{i,j})}{\Delta x} + \mathcal{O}\left(\Delta x, \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2}\right) \quad (\text{A.1})$$

- a primeira derivada através das diferenças a montante (ou regressivas), ou método implícito

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_i = \frac{(\phi_{i,j} - \phi_{i-1,j})}{\Delta x} + \mathcal{O}\left(\Delta x, \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2}\right) \quad (\text{A.2})$$

- a primeira derivada através das diferenças centrais

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_i = \frac{(\phi_{i+1,j} - \phi_{i-1,j})}{2\Delta x_i} + \mathcal{O}\left(\Delta x^2, \frac{\partial^3 \phi}{\partial x^3}\right) \quad (\text{A.3})$$

Para a segunda derivada as equações são:

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} = \frac{(\phi_{i+1,j} + \phi_{i-1,j} - 2\phi_{i,j})}{\Delta x^2} + \mathcal{O}\left(\Delta x^2, \frac{\partial^4 \phi}{\partial x^4}\right) \quad (\text{A.4})$$

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x \partial y} = \frac{(\phi_{i+1,j+1} - \phi_{i+1,j-1} - \phi_{i-1,j+1} + \phi_{i-1,j-1})}{4(\Delta x)(\Delta y)} + \mathcal{O}[\Delta x^2, \Delta y^2] \quad (\text{A.5})$$

Para as derivadas temporais:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = \frac{(\phi^{n+1} - \phi^n)}{\Delta t} + \mathcal{O}\left(\Delta x^2, \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2}\right) \quad (\text{A.6})$$

3. Cálculo da incerteza dos resultados [15]

Os resultados obtidos são afectados de erros, que dependem das incertezas padrão das grandezas envolvidas, que por sua vez foram obtidas por medições.

A incerteza padrão combinada é a incerteza padrão do resultado de uma medida, quando esse resultado é obtido a partir dos valores de outras grandezas. Dependerá das incertezas padrão das outras grandezas envolvidas.

Quando a incerteza ΔY não é medida directamente, dependendo portanto das estimativas das outras incertezas $\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_N$, ela é dada pela fórmula:

$$\Delta Y = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial Y}{\partial x_i} \cdot \Delta x_i \right)^2} \quad (\text{A.7})$$

4. Código Matlab do programa desenvolvido

É mostrado, em seguida, o código do programa desenvolvido no software Matlab. Apenas é apresentada a parte referente aos cálculos. O código referente ao funcionamento da aplicação não está representado.

```
% ---Executa quando o botão Calcular for pressionado
function Calcular_Callback(hObject, eventdata, handles)

%Temperatura do ar exterior
Tar1 = str2double(get(handles.Tar1,'string')); %a string Tar1 contém a temperatura introduzida na caixa
de texto Tar1 da aplicação
if isnan(Tar1) %Se o valor introduzido não for um número
    errordlg('O valor introduzido para Tar1 tem que ser numérico','Bad Input','modal') %é mostrado um
    aviso
    return
end

%Incerteza na medição da temperatura do ar exterior
DTar1 = str2double(get(handles.DTar1,'string')); %a string DTar1 contém a incerteza introduzida na
caixa de texto DTar1 da aplicação
if isnan(DTar1) %Se o valor introduzido não for um número
    errordlg('O valor introduzido para a incerteza de Tar1 tem que ser numérico','Bad Input','modal') %é
    mostrado um aviso
    return
end

%Temperatura do ar interior
Tar2 = str2double(get(handles.Tar2,'string'));
if isnan(Tar2)
    errordlg('O valor introduzido para Tar2 tem que ser numérico','Bad Input','modal')
    return
end

%Incerteza na medição da temperatura do ar interior
DTar2 = str2double(get(handles.DTar2,'string'));
if isnan(DTar2)
    errordlg('O valor introduzido para a incerteza de Tar2 tem que ser numérico','Bad Input','modal')
    return
end

%Dimensão característica interior
Lint = str2double(get(handles.Lint,'string')); %a string L contém a o valor da dimensão caracterísitca
introduzido na caixa de texto L da aplicação
if isnan(Lint)
    errordlg('O valor introduzido para L interior tem que ser numérico','Bad Input','modal')
    return
end

%Erro na medição da dimensão característica interior
DLint = str2double(get(handles.DLint,'string')); %a string DL contém a o valor da incerteza na medição
da dimensão caracterísitca introduzido na caixa de texto DL da aplicação
if isnan(DLint)
    errordlg('O valor introduzido para a incerteza de L interior tem que ser numérico','Bad
    Input','modal')
    return
end

%Dimensão característica exterior
Lext = str2double(get(handles.Lext,'string')); %a string Lext contém o valor da dimensão
característica para o exterior introduzido na caixa de texto
if isnan(Lext)
    errordlg('O valor introduzido para L exterior tem que ser numérico','Bad Input','modal')
    return
end

%Incerteza na medição da dimensão característica
DLext = str2double(get(handles.DLext,'string')); %a string DLext contém o valor da incerteza da
dimensão característica para o exterior
if isnan(DLext)
    errordlg('O valor introduzido para a incerteza de L exterior tem que ser numérico','Bad
    Input','modal')
    return
end
```



```

numTs = get(handles.numTs,'Value'); %a string numTs contém o número de zonas com a mesma temperatura
seleccionado no pop-up menu

%Dependendo do número de zonas escolhido, com a mesma temperatura, o
%programa irá utilizar as variáveis correspondentes a cada uma dessas zonas

if numTs == 1 | numTs == 2 | numTs == 3 | numTs == 4 | numTs == 5 %Qualquer que seja o número de zonas,
será sempre usado pelo menos uma
    %Temperatura da superfície exterior da parede exterior
    Ts1 = str2double(get(handles.Ts1,'string')); %A string Ts1 contém a temperatura introduzida na caixa
de texto Ts1 da aplicação
    if isnan(Ts1)
        errordlg('O valor introduzido para Ts1 tem que ser numérico','Bad Input','modal')
        return
    end
    %Erro na medição da temperatura da superfície exterior da parede exterior
    DTs1 = str2double(get(handles.DTs1,'string')); %A string DTs1 contém a incerteza introduzida na
caixa de texto DTs1 da aplicação
    if isnan(DTs1)
        errordlg('O valor introduzido para a incerteza de Ts1 tem que ser numérico','Bad Input','modal')
        return
    end

    %Área correspondente à superfície com temperatura Ts1
    A1 = str2double(get(handles.A1,'string')); %a string A1 contém a temperatura introduzida na caixa
de texto A1 da aplicação
    if isnan(A1)
        errordlg('O valor introduzido para a A1 tem que ser numérico','Bad Input','modal')
        return
    end

    %Incerteza na medição/cálculo da área A2
    DA1 = str2double(get(handles.DA1,'string')); %a string DA1 contém a incerteza introduzida na caixa
de texto DA1 da aplicação
    if isnan(DA1)
        errordlg('O valor introduzido para a incerteza de A1 tem que ser numérico','Bad Input','modal')
        return
    end
end

if numTs == 2 | numTs == 3 | numTs == 4 | numTs == 5 %A zona de temperatura 2, só irá existir para 2 ou
mais zonas de temperatura igual

    %Temperatura da superfície exterior da parede exterior, zona 2
    Ts2 = str2double(get(handles.Ts2,'string')); %a string Ts2 contém a temperatura introduzida na
caixa de texto Ts2 da aplicação
    if isnan(Ts2)
        errordlg('O valor introduzido para Ts2 tem que ser numérico','Bad Input','modal')
        return
    end

    %Erro na medição da temperatura da superfície exterior da parede exterior
    DTs2 = str2double(get(handles.DTs2,'string')); %a string DTs2 contém a incerteza introduzida na
caixa de texto DTs2 da aplicação
    if isnan(DTs2)
        errordlg('O valor introduzido para a incerteza de Ts2 tem que ser numérico','Bad Input','modal')
        return
    end

    %Área correspondente à superfície à temperatura Ts2
    A2 = str2double(get(handles.A2,'string')); %a string A2 contém a temperatura introduzida na caixa
de texto A2 da aplicação
    if isnan(A2)
        errordlg('O valor introduzido para A2 tem que ser numérico','Bad Input','modal')
        return
    end

    %Incerteza na medição/cálculo da área A3
    DA2 = str2double(get(handles.DA2,'string')); %a string DA2 contém a incerteza introduzida na caixa
de texto DA2 da aplicação
    if isnan(DA2)
        errordlg('O valor introduzido para a incerteza de A2 tem que ser numérico','Bad Input','modal')
        return
    end
end

if numTs == 3 | numTs == 4 | numTs == 5 %A zona de temperatura 3, só irá existir para 3 ou mais zonas
de temperatura igual

    %Temperatura da superfície exterior da parede exterior
    Ts3 = str2double(get(handles.Ts3,'string'));

```

```

if isnan(Ts3)
    errordlg('O valor introduzido para Ts3 tem que ser numérico', 'Bad Input', 'modal')
    return
end
%Erro na medição da temperatura da superfície exterior da parede exterior
DTs3 = str2double(get(handles.DTs3, 'string'));
if isnan(DTs3)
    errordlg('O valor introduzido para a incerteza de Ts3 tem que ser numérico', 'Bad Input', 'modal')
    return
end

%Área correspondente à superfície à temperatura Ts2
A3 = str2double(get(handles.A3, 'string'));
if isnan(A3)
    errordlg('O valor introduzido para A3 tem que ser numérico', 'Bad Input', 'modal')
    return
end

%Incerteza na medição/cálculo da área A3
DA3 = str2double(get(handles.DA3, 'string'));
if isnan(DA3)
    errordlg('O valor introduzido para a incerteza de A3 tem que ser numérico', 'Bad Input', 'modal')
    return
end

end

if numTs == 4 | numTs == 5 %A zona de temperatura 4, só irá existir para 4 ou mais zonas de
temperatura igual

    %Temperatura da superfície exterior da parede exterior
    Ts4 = str2double(get(handles.Ts4, 'string'));
    if isnan(Ts4)
        errordlg('O valor introduzido em Ts2 tem que ser numérico', 'Bad Input', 'modal')
        return
    end
    %Erro na medição da temperatura da superfície exterior da parede exterior
    DTs4 = str2double(get(handles.DTs4, 'string'));
    if isnan(DTs4)
        errordlg('O valor introduzido em DTs2 tem que ser numérico', 'Bad Input', 'modal')
        return
    end

    %Área correspondente à superfície à temperatura Ts2
    A4 = str2double(get(handles.A4, 'string'));
    if isnan(A4)
        errordlg('O valor introduzido para A4 tem que ser numérico', 'Bad Input', 'modal')
        return
    end

    %Incerteza na medição/cálculo da área A4
    DA4 = str2double(get(handles.DA4, 'string'));
    if isnan(DA4)
        errordlg('O valor introduzido para a incerteza de A4 tem que ser numérico', 'Bad Input', 'modal')
        return
    end

end

if numTs == 5 %A zona de temperatura 5, só irá exisitir se houver 5 zonas de temperatura

    %Temperatura da superfície exterior da parede exterior
    Ts5 = str2double(get(handles.Ts5, 'string'));
    if isnan(Ts5)
        errordlg('O valor introduzido para Ts5 tem que ser numérico', 'Bad Input', 'modal')
        return
    end
    %Erro na medição da temperatura da superfície exterior da parede exterior
    DTs5 = str2double(get(handles.DTs5, 'string'));
    if isnan(DTs5)
        errordlg('O valor introduzido para a incerteza de Ts5 tem que ser numérico', 'Bad Input', 'modal')
        return
    end

    %Área correspondente à superfície à temperatura Ts2
    A5 = str2double(get(handles.A5, 'string'));
    if isnan(A5)
        errordlg('O valor introduzido para A5 tem que ser numérico', 'Bad Input', 'modal')
        return
    end

    %Incerteza na medição/cálculo da área A5
    DA5 = str2double(get(handles.DA5, 'string'));
    if isnan(DA5)

```

```

        errordlg('O valor introduzido para a incerteza de A5 tem que ser numérico','Bad Input','modal')
        return
    end

end

%Definição da matriz (vector) que irá conter as temperaturas de cada zona
mTs (1:numTs,1) = 1;
%Definição da matriz (vector) que irá conter as incertezas na medição das temperaturas de cada zona
DmTs (1:numTs,1) = 1;

%Definição do tamanho de cada vector
if numTs == 1 %Se apenas existir uma zona de temperatura constante
    mTs = [Ts1]'; %o vector das temperaturas apenas terá uma temperatura
    DmTs = [DTs1]'; %o vector da incerteza da temperatura apenas terá um valor
    A = [A1]'; %o vector da área da zona com a mesma temperatura apenas terá um valor
    DA = [DA1]'; %o vector da incerteza da área apenas terá um valor
elseif numTs == 2 %Se existirem mais zonas, os vectores, terão um valor por cada zona de temperatura
    mTs = [Ts1, Ts2]';
    DmTs = [DTs1, DTs2]';
    A = [A1, A2]';
    DA = [DA1, DA2]';
elseif numTs == 3
    mTs = [Ts1, Ts2, Ts3]';
    DmTs = [DTs1, DTs2, DTs3]';
    A = [A1, A2, A3]';
    DA = [DA1, DA2, DA3]';
elseif numTs == 4
    mTs = [Ts1, Ts2, Ts3, Ts4]';
    DmTs = [DTs1, DTs2, DTs3, DTs4]';
    A = [A1, A2, A3, A4]';
    DA = [DA1, DA2, DA3, DA4]';
elseif numTs == 5
    mTs = [Ts1, Ts2, Ts3, Ts4, Ts5]';
    DmTs = [DTs1, DTs2, DTs3, DTs4, DTs5]';
    A = [A1, A2, A3, A4, A5]';
    DA = [DA1, DA2, DA3, DA4, DA5]';
end

%Definição da matriz (vector) que irá conter o valor da resistência térmica
%calculada para cada zona com a mesma temperatura
Rt(1:numTs,1) = 1;
%Definição da matriz (vector) que irá conter o valor da incerteza da resistência térmica
%calculada para cada zona com a mesma temperatura
DRt (1:numTs,1) = 1;

%Definição das matrizes que irão conter os valores de hmA, DhmA, hmB e Dhmb
%para usar no calculo final de U
mediahmA (1:numTs) = 1
mediaDhmA (1:numTs) = 1
mediahmB (1:numTs) = 1
mediaDhmB (1:numTs) = 1

i = 1;
for i = 1:numTs %É iniciado um ciclo for, que é efectuado para cada zona de temperatura.
%Ou seja, vai ser calculado o valor da resistência para cada zona com a
%mesma temperatura.

    Ts = mTs (i); %A string Ts irá conter o valor do vector de temperaturas correspondente a cada
    ciclo
    DTs = DmTs (i); %A string DTs irá conter o valor do vector das incertezas das temperaturas
    correspondente a cada ciclo

    if Ts - Tar1 == 0
        msgbox ('O fluxo de calor por convecção na superfície exterior é nulo. Não é possível calcular a
        resistência térmica. Reveja as temperaturas', 'Aviso!')
    end

    %É calculada a temperatura de película para avaliar as propriedades do ar
    Tp = (Ts+Tar1)/2; % (eq. 3.25)

    %Tabela com as propriedades do ar retiradas da literatura. Esta tabela é uma matriz de onde serão
    retiradas os valores das propriedades do ar
    %à temperatura Tp



| %          | T (K)  | ró (kJ/kg.K) | cp (kJ/kg.K) | vel (N.s/m^2) | v(m^2/s)    | K (W/m.K)  | alfa |
|------------|--------|--------------|--------------|---------------|-------------|------------|------|
| (m^2/s)    | Pr     |              |              |               |             |            |      |
| Dados =    | [250   | 1.3947       | 1.006        | 159.6*10^-7   | 11.44*10^-6 | 22.3*10^-3 |      |
| 15.9*10^-6 | 0.720; |              |              |               |             |            |      |


```

```

22.5*10^-6      300      1.1614      1.007      184.6*10^-7      15.89*10^-6      26.3*10^-3
                0.707;
29.9*10^-6      350      0.9950      1.009      208.2*10^-7      20.92*10^-6      30.0*10^-3
                0.700];

%Definição do valor da aceleração da gravidade a usar
g = 9.8;

TipoNF = get(handles.TipoNF,'Value'); %a string TipoNF irá conter o valor referente à opção
seleccionada                          %pelo utilizador no primeiro menu, ponto 1, referente ao
tipo de convecção

% CONVECÇÃO NATURAL!!!!
if TipoNF == 1; %se for seleccionada a convecção natural

    Beta = 1/Tp; %é calculado o valor de beta

    %São avaliadas as propriedades do ar à temperatura Tp, retirando os valores
    %da matriz Dados por iteração
    if Tp <= Dados (2,1);

        %é calculado o valor da viscosidade cinemática através de uma iteração
        v = ((Dados(2,1)-Tp))/(Dados(2,1)-Dados(1,1)) *Dados(1,5) + (Tp-
        Dados(1,1))/(Dados(2,1)-Dados(1,1)) *Dados(2,5);
        Dv = 0;
        %é calculado o valor da difusividade térmica através de uma iteração
        alfa = ((Dados(2,1)-Tp))/(Dados(2,1)-Dados(1,1)) *Dados(1,7) + (Tp-
        Dados(1,1))/(Dados(2,1)-Dados(1,1)) *Dados(2,7);
        Dalfa = 0;
        %é calculado o valor da condutividade térmica através de uma iteração
        k = ((Dados(2,1)-Tp))/(Dados(2,1)-Dados(1,1)) *Dados(1,6) + (Tp-
        Dados(1,1))/(Dados(2,1)-Dados(1,1)) *Dados(2,6);
        Dk = 0;

    elseif Tp > Dados (2,1);
        v = ((Dados(3,1)-Tp))/(Dados(3,1)-Dados(2,1)) *Dados(2,5) + (Tp-
        Dados(2,1))/(Dados(3,1)-Dados(2,1)) *Dados(3,5);
        Dv = 0;
        alfa = ((Dados(3,1)-Tp))/(Dados(3,1)-Dados(2,1)) *Dados(2,7) + (Tp-
        Dados(2,1))/(Dados(3,1)-Dados(2,1)) *Dados(3,7);
        Dalfa = 0;
        k = ((Dados(3,1)-Tp))/(Dados(3,1)-Dados(2,1)) *Dados(2,6) + (Tp-
        Dados(2,1))/(Dados(3,1)-Dados(2,1)) *Dados(3,6);
        Dk = 0;
    end

    %É calculado o número de Prandtl
    Pr = v/alfa; % (eq. 3.34)
    DPr = 0; %a incerteza associada a Pr é 0 pois este é calculado com valores retirados de
    tabelas

    Tipo_parede = get(handles.Tipo_parede,'Value'); %a string Tipo_parede irá conter o valor
    referente à opção seleccionada                  %pelo utilizador no segundo menu, ponto
    2, referente ao tipo de parede

    %Parede vertical
    if Tipo_parede == 1; %Se for seleccionada a opção da parede vertical

        %é calculado o numero de Rayleigh
        Ra = (g * Beta * abs(Ts-Tar1)*Lext^3)/(v*alfa); % (eq. 3.24)

        %é calculado a incerteza do número de Rayleigh
        DRa = (g*Beta*Lext^2)/(v*alfa) * sqrt ((Lext*DTs)^2 + (Lext*DTar1)^2 + (3*abs(Ts-
        Tar1)*DLext)^2 + ((Lext*abs(Ts-Tar1))/v * Dv)^2 + ((Lext*abs(Ts-Tar1))/alfa * Dalfa)^2); % (eq. 3.33)

        if Ra <= 10^9; %E se o escoamento for laminar

            %É calculado o número de Nusselt
            Num = 0.68 + (0.67*Ra^(1/4))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(4/9) % (eq. 3.27)

            %onde a incerteza do número de Nusselt é
            DNum = sqrt ((0.1675/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(4/9) *Ra^(-3/4)* DRa )^2 +
            ((0.08241*Ra^(1/4) * (0.492/Pr)^(-7/16) * (1/Pr^2))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(13/9) *DPr)^2) % (eq. 3.36)

        else %Se o escoamento não for laminar outra equação é usada

            Num = (0.825 + (0.387*Ra^(1/6))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27))^2 % (eq. 3.26)

            %onde a incerteza do número de Nusselt é

```

```

        DNum = sqrt ((0.129/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27) *Ra^(-5/6) * (0.825 +
(0.387*Ra^(1/6))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27)) * DRA )^2 + ((0.0504*Ra^(1/6) * (0.492/Pr)^(9/16)
*(1/Pr^2))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(35/27) * (0.825 * (0.387*Ra^(1/6))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27))
*DPr)^2) % (eq. 3.35)
    end

    %Placas horizontais
    elseif Tipo_parede == 2; %Se for seleccionada a opção da parede horizontal

        %é calculado o numero de Rayleigh
        Ra = (g * Beta * abs(Ts-Tar1)*Lext^3)/(v*alfa); % (eq. 3.24)

        %é calculado a incerteza do número de Rayleigh
        DRA = (g*Beta*Lext^2)/(v*alfa) * sqrt ((Lext*DTs)^2 + (Lext*DTar1)^2 + (3*abs(Ts-
Tar1)*DLext)^2 + ((Lext*abs(Ts-Tar1))/v * Dv)^2 + ((Lext*abs(Ts-Tar1))/alfa * Dalfa)^2); % (eq. 3.33)

        Tipo_aquec = get(handles.Tipo_aquec,'Value'); %a string Tipo_aquec irá conter o valor
referente à opção seleccionada pelo %utilizador no menu referente ao tipo de
aquecimento da parede

        if Tipo_aquec == 1; % Se for seleccionado Superfície superior da parede aquecida
ou superfície inferior arrefecida

            if 10^4 <= Ra <= 10^7; %e para Ra entre a restrição
                %é calculadao Nu com a equação
                Num = 0.54 * Ra^(1/4); % (eq. 3.28)
                %incerteza do número de Nusselt
                DNum = 0.135*Ra^(-3/4)*DRA; % (eq. 3.43)

            elseif 10^7 < Ra <= 10^11; %se Ra estiver dentro de outro intervalo
                %é calculadao Nu com a equação
                Num = 0.15* Ra ^ (1/3); % (eq. 3.29)
                %incerteza do número de Nusselt
                DNum = 0.05*Ra^(-2/3)*DRA ; % (eq. 3.44)
            end

        elseif Tipo_aquec == 2; % Se for seleccionado Superfície inferior da parede aquecida
ou superfície superior arrefecida
            if 10^5 <= Ra <= 10^10; %e para Ra entre a restrição
                %é calculadao Nu com a equação
                Num = 0.27* Ra ^ (1/4); % (eq. 3.30)
                %incerteza do número de Nusselt
                DNum = 0.0675*Ra^(-3/4)*DRA ; % (eq. 3.45)
            end
        end

        %Placas inclinadas
        elseif Tipo_parede == 3; %Se for seleccionada a opção da parede horizontal

            Tipo_aquec = get(handles.Tipo_aquec,'Value'); %a string Tipo_aquec irá conter o valor
referente à opção seleccionada pelo %utilizador no menu referente ao tipo de
aquecimento da parede

            if Tipo_aquec == 1; % Se for seleccionado Superfície superior da parede aquecida ou
superfície inferior arrefecida

                %É mostrado um aviso, pois não existem equações empíricas para este tipo de
aquecimento em paredes inclinadas
                errordlg('Não é possível efectuar os cálculos para paredes inclinadas com este tipo
de aquecimento')
                return

            elseif Tipo_aquec == 2; % Se for seleccionado Superfície inferior da parede aquecida ou
superfície superior arrefecida

                %Inclinação da parede
                teta = str2double(get(handles.teta,'string')); %a string teta irá conter o valor
referente à inclinação da parede introduzido
                %Incerteza na medição da inclinação da parede
                Dteta = str2double(get(handles.Dteta,'string')); %a string teta irá conter o
valor da incerteza da inclinação da parede

                if 0 <= teta & teta <= 60 %Se a parece tiver uma inclinação até 60 graus

                    %cálculo do numero de Rayleigh
                    Ra = (g*cos(teta) * Beta * abs(Ts-Tar1)*Lext^3)/(v*alfa); % (eq. 3.49)

                    %erro do número de Rayleigh
                    DRA = (g*Beta*Lext^2)/(v*alfa) * sqrt ((Lext*cos(teta)*DTs)^2 +
(Lext*cos(teta)*DTar1)^2 + (3*cos(teta)*abs(Ts-Tar1)*DLext)^2 + (-sin(teta)*Dteta)^2 + ((Lext*abs(Ts-
Tar1))/v * Dv)^2 + ((Lext*abs(Ts-Tar1))/alfa * Dalfa)^2); % (eq. 3.50)

```

```

        if Ra <= 10^9;           %E se o escoamento for laminar

            %É calculado o número de Nusselt
            Num = 0.68 + (0.67*Ra^(1/4))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(4/9) % (eq. 3.27)

            %onde a incerteza do número de Nusselt é
            DNum = sqrt ((0.1675/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(4/9) *Ra^(-3/4)* DRa )^2 +
            ((0.08241*Ra^(1/4) * (0.492/Pr)^(-7/16) * (1/Pr^2))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(13/9) *DPr)^2) % (eq. 3.36)

        else %Se o escoamento não for laminar outra equação é usada

            Num = (0.825 + (0.387*Ra^(1/6))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27))^2 % (eq. 3.26)

            %onde a incerteza do número de Nusselt é
            DNum = sqrt ((0.129/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27) *Ra^(-5/6) * (0.825 +
            (0.387*Ra^(1/6))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27)) * DRa )^2 + ((0.0504*Ra^(1/6) * (0.492/Pr)^(-7/16)
            *(1/Pr^2))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(35/27) * (0.825 + (0.387*Ra^(1/6))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27))
            *DPr)^2) % (eq. 3.35)

        end

    else %Se o ângulo não estiver dentro do intervalo, é mostrado um aviso, pois os
    cálculos não podem ser feitos

        errordlg('Não é possível efectuar para paredes com esta inclinação. A inclinação
        máxima é de 60° ')

        return

    end

end

elseif TipoNF == 2 %se for seleccionada a convecção natural

    Beta = 1/Tp;

    %Velocidade do vento
    vel = str2double(get(handles.vel,'string')); %a string vel contém o valor da velocidade do ar
    introduzido pelo utilizador na caixa de texto
    if isnan(vel)
        errordlg('O valor introduzido para a velocidade do ar tem que ser numérico','Bad
        Input','modal')
        return
    end

    %Incerteza na medição da velocidade do vento
    Dvel = str2double(get(handles.Dvel,'string')); %a string Dvel contém o valor da incerteza da
    velocidade do ar introduzido pelo utilizador
    if isnan(Dvel)
        errordlg('O valor introduzido para a incerteza da velocidade tem que ser numérico','Bad
        Input','modal')
        return
    end

    %São avaliadas as propriedades do ar à temperatura Tp, retirando os valores
    %da matriz Dados por iteração
    if Tp <= Dados (2,1)
        v = ((Dados(2,1)-Tp))/(Dados(2,1)-Dados(1,1)) *Dados(1,5) + (Tp-
        Dados(1,1))/(Dados(2,1)-Dados(1,1)) *Dados(2,5);
        Dv = 0;
        alfa = ((Dados(2,1)-Tp))/(Dados(2,1)-Dados(1,1)) *Dados(1,7) + (Tp-
        Dados(1,1))/(Dados(2,1)-Dados(1,1)) *Dados(2,7);
        Dalfa = 0;
        k = ((Dados(2,1)-Tp))/(Dados(2,1)-Dados(1,1)) *Dados(1,6) + (Tp-
        Dados(1,1))/(Dados(2,1)-Dados(1,1)) *Dados(2,6);
        Dk = 0;
    elseif Tp > Dados (2,1)
        v = ((Dados(3,1)-Tp))/(Dados(3,1)-Dados(2,1)) *Dados(2,5) + (Tp-
        Dados(2,1))/(Dados(3,1)-Dados(2,1)) *Dados(3,5);
        Dv = 0;
        alfa = ((Dados(3,1)-Tp))/(Dados(3,1)-Dados(2,1)) *Dados(2,7) + (Tp-
        Dados(2,1))/(Dados(3,1)-Dados(2,1)) *Dados(3,7);
        Dalfa = 0;
        k = ((Dados(3,1)-Tp))/(Dados(3,1)-Dados(2,1)) *Dados(2,6) + (Tp-
        Dados(2,1))/(Dados(3,1)-Dados(2,1)) *Dados(3,6);
        Dk = 0;
    end

    %É calculado o número de Prandtl
    Pr = v/alfa; % (eq. 3.34)
    DPr = 0; %a incerteza associada a Pr é 0 pois este é calculado com valores retirados de
    tabelas

```

```

%É calculado o número de Reynolds
Re = vel*Lext/v % (eq. 3.51)

%A incerteza associada ao cálculo do número de Reynolds é:
DRe = sqrt (((Lext/v)*Dvel)^2 + (vel/v *DLext)^2) % (eq. 3.52)

%Numero de Reynolds crítico
Rec = str2double(get(handles.Rec,'string')); %a string Rec contém o valor do numero de Reynolds
crítico introduzido pelo utilizador na caixa de texto
if isnan(Rec)
    errordlg('O valor introduzido para o número de Reynolds tem que ser numérico','Bad
Input','modal')
    return
end

%Se o número de Reynolds crítico for 5*10^5
if Rec == 5*10^5

    %E se o número de Reynolds for menor que Rec, ou
    %seja se o escoamento for laminar
    if Re < Rec
        %e ainda se
        if Pr >= 0.6
            %O número de Nusselt é calculado com
            Num = 0.664*Re^(1/2)*Pr^(1/3) % (eq. 3.17)

            %A incerteza do número de Nusselt
            DNum = 0.332*Pr^(1/3)*Re^(-1/2)*DRe; % (eq. 3.53)
        end
        %Se o número de Reynolds for maior que 10^8 , ou
        %seja se o escoamento for turbulento
        elseif Re > 10^8
            %O número de Nusselt é calculado com
            Num = 0.037*Re^(4/5)*Pr^(1/3); % (eq. 3.21)

            %A incerteza do número de Nusselt
            DNum = 4/5 *0.037*Pr^(1/3)*Re^(-1/5)*DRe; % (eq. 3.57)

        %Se o número de Reynolds estiver entre Rec e 10^8,
        %estamos na zona da camada limite mista
        elseif Rec <= Re <= 10^8
            if 0.6 < Pr < 60
                %O número de Nusselt é calculado com
                Num = (0.037*Re^(4/5)-871)*Pr^(1/3); % (eq. 3.20)
                %A incerteza do número de Nusselt
                DNum = 4/5 *0.037*Pr^(1/3)*Re^(-1/5)*DRe; % (eq. 3.56)
            end
        end

    %Se o número de Reynolds crítico não for 5*10^5
    else
        %E se o número de Reynolds for menor que Rec, ou
        %seja se o escoamento for laminar
        if Re < Rec
            %e ainda se
            if Pr >= 0.6
                %O número de Nusselt é calculado com
                Num = 0.664*Re^(1/2)*Pr^(1/3) % (eq. 3.17)

                %A incerteza do número de Nusselt
                DNum = 0.332*Pr^(1/3)*Re^(-1/2)*DRe; % (eq. 3.53)
            end

            %Se o número de Reynolds for muito maior que o número crítico (Rec), ou
            %seja se o escoamento for turbulento
            elseif Re > Rec + 10^3
                %O número de Nusselt é calculado com
                Num = 0.037*Re^(4/5)*Pr^(1/3); % (eq. 3.21)

                %A incerteza do número de Nusselt
                DNum = 4/5 *0.037*Pr^(1/3)*Re^(-1/5)*DRe; % (eq. 3.57)

            %Se o número de Reynolds estiver entre Rec e Rec + 10^3,
            %estamos na zona da camada limite mista
            elseif Rec <= Re <= Rec + 10^3
                if 0.6 < Pr < 60

                    A = 0.037*Rec^(4/5) - 0.664*Rec^(1/2); % (eq. 3.19)
                    DA = 0.0296*Rec^(-1/5) - 0.332*Rec^(-1/2); % (eq. 3.55)

                    %O número de Nusselt é calculado com
                    Num = (0.037*Re^(4/5)-A)*Pr^(1/3) % (eq. 3.18)
                end
            end
        end
    end
end

```

```

DNum = sqrt ((4/5 * 0.037*Pr^(1/3)*Re^(-1/5)*DRe)^2 + ((0.037/3
*Re^(4/5)-A/3)*Pr^(-2/3)*DPr)^2 +(-Pr^(1/3)*DA)^2); % (eq. 3.54)
end
end
end

%Com o número de Nusselt médio já calculado vai ser então
%calculado o coeficiente de convecção médio exterior
hmA = (k/Lext)*Num % (eq. 3.32)

%Com a incerteza dada por
DhmA = sqrt((Num/Lext *Dk)^2 + ((k*Num)/Lext^2 *DLext)^2 + (k/Lext *DNum)^2) % (eq.
3.58)

Radia = get(handles.RadSolar,'Value'); % a string radia contém o valor correspondente à
checkbox referente à radiação solar. Se a checkbox %for seleccionada a string toma o valor 1, caso
contrário toma o valor 0

%Se for seleccionada a checkbox para considerar a radiação solar
if Radia == 1

absor = str2double(get(handles.absort,'string')); % a string absor contém o valor
introduzido referente à absortividade
I = str2double(get(handles.rad,'string')); % a string I contém o valor
introduzido referente ao fluxo por radiação
DI = str2double(get(handles.Drad,'string')); % a string DI contém o valor
introduzido referente à incerteza do fluxo por radiação
Csi = str2double(get(handles.Csi,'string')); % a string K contém o valor
introduzido referente à constante

Tsrad = Ts; %a temperatura medida na superfície da parede é a temperatura influenciada
pela radiação
DTsrad = DTs; %incerteza associada a essa temperatura

%calcula da temperatura da parede sem a radiação
Ts = Tsrad - (absor*I*Csi / hmA) % (eq.
3.66)

%Incerteza associada a essa temperatura
DTs = sqrt((DTsrad)^2 +(absor*Csi/hmA * DI)^2 + (absor*I*Csi / hmA^2 *DhmA)^2) %
(eq. 3.67)

if Ts - Tar1 == 0
msgbox ('O fluxo de calor por convecção na superfície exterior é nulo. Não é possível
calcular a resistência térmica. Reveja as temperaturas', 'Aviso!')
end

%Com essa temperatura calculada e com a temperatura do ar exterior é obtido um novo
valor para o coeficiente de
% convecção exterior. Calculado tal como anteriormente
Tp = (Ts+Tar1)/2;

Beta = 1/Tp;

if Tp <= Dados (2,1);
v = ((Dados (2,1)-Tp))/(Dados (2,1)-Dados (1,1)) *Dados (1,5) + (Tp-
Dados (1,1))/(Dados (2,1)-Dados (1,1)) *Dados (2,5);
alfa =((Dados (2,1)-Tp))/(Dados (2,1)-Dados (1,1)) *Dados (1,7) + (Tp-
Dados (1,1))/(Dados (2,1)-Dados (1,1)) *Dados (2,7);
k =((Dados (2,1)-Tp))/(Dados (2,1)-Dados (1,1)) *Dados (1,6) + (Tp-
Dados (1,1))/(Dados (2,1)-Dados (1,1)) *Dados (2,6);
elseif Tp > Dados (2,1);
v = ((Dados (3,1)-Tp))/(Dados (3,1)-Dados (2,1)) *Dados (2,5) + (Tp-
Dados (2,1))/(Dados (3,1)-Dados (2,1)) *Dados (3,5);
alfa =((Dados (3,1)-Tp))/(Dados (3,1)-Dados (2,1)) *Dados (2,7) + (Tp-
Dados (2,1))/(Dados (3,1)-Dados (2,1)) *Dados (3,7);
k =((Dados (3,1)-Tp))/(Dados (3,1)-Dados (2,1)) *Dados (2,6) + (Tp-
Dados (2,1))/(Dados (3,1)-Dados (2,1)) *Dados (3,6);
end

Pr = v/alfa;

% CONVECÇÃO NATURAL!!!!
if TipoNF == 1;

%Paredes verticais
if Tipo_parede == 1;

```



```

        %cálculo do numero de Rayleigh
        Ra = (g * Beta * abs(Ts-Tar1)*Lext^3)/(v*alfa)
        %incerteza do número de Rayleigh
        DRa = (g*Beta*Lext^2)/(v*alfa) * sqrt ((Lext*DTs)^2 + (Lext*DTar1)^2 +
(3*abs(Ts-Tar1)*DLext)^2 + ((Lext*abs(Ts-Tar1))/v * Dv)^2 + ((Lext*abs(Ts-Tar1))/alfa * Dalfa)^2)

        if Ra <= 10^9;           %Se o escoamento for laminar
            Num = 0.68 + (0.67*Ra^(1/4))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(4/9)

%Existe uma equação mais precisa
            DNum = sqrt ((0.1675/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(4/9) *Ra^(-3/4) * DRa
)^2 + ((0.08241*Ra^(1/4) * (0.492/Pr)^(-7/16) *(1/Pr^2))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(13/9) *DPr)^2)
            else
                Num = (0.825 + (0.387*Ra^(1/6))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27))^2

%Senão usa-se a eq mais geral
                DNum = sqrt ((0.129/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27) *Ra^(-5/6) *
(0.825 + (0.387*Ra^(1/6))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27)) * DRa )^2 + ((0.0504*Ra^(1/6) * (0.492/Pr)^(-
7/16) *(1/Pr^2))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(35/27) * (0.825 * (0.387*Ra^(1/6))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27))
*DPr)^2)

            end

        %Paredes horizontais
        elseif Tipo_parede == 2;

            %cálculo do numero de Rayleigh
            Ra = (g * Beta * abs(Ts-Tar1)*Lext^3)/(v*alfa);

            %incerteza do número de Rayleigh
            DRa = (g*Beta*Lext^2)/(v*alfa) * sqrt ((Lext*DTs)^2 + (Lext*DTar1)^2 +
(3*abs(Ts-Tar1)*DLext)^2 + ((Lext*abs(Ts-Tar1))/v * Dv)^2 + ((Lext*abs(Ts-Tar1))/alfa * Dalfa)^2);

superfície inferior arrefecida
            if Tipo_aquec == 1;           %superfície superior da parede aquecida ou

                if 10^4 <= Ra <= 10^7;
                    Num = 0.54 * Ra^(1/4);
                    DNum = 0.135*Ra^(-3/4)*DRa ;

                elseif 10^7 < Ra <= 10^11;
                    Num = 0.15* Ra ^ (1/3);
                    DNum = 0.05*Ra^(-2/3)*DRa ;

                end

            elseif Tipo_aquec == 2; %superfície inferior da parede aquecida ou
superfície superior arrefecida
                if 10^5 <= Ra <= 10^10;
                    Num = 0.27* Ra ^ (1/4);
                    DNum = 0.0675*Ra^(-3/4)*DRa ;

                end

            end

        %Paredes inclinadas
        elseif Tipo_parede == 3;

            %cálculo do numero de Rayleigh
            Ra = (g*cos(teta) * Beta * abs(Ts-Tar1)*Lext^3)/(v*alfa);
            %incerteza do número de Rayleigh
            DRa = (g*Beta*Lext^2)/(v*alfa) * sqrt ((Lext*cos(teta)*DTs)^2
+ (Lext*cos(teta)*DTar1)^2 + (3*cos(teta)*abs(Ts-Tar1)*DLext)^2 + (-sin(teta)*Dteta)^2 + ((Lext*abs(Ts-
Tar1))/v * Dv)^2 + ((Lext*abs(Ts-Tar1))/alfa * Dalfa)^2);

            if Ra <= 10^9;           %Se o escoamento for laminar
                Num = 0.68 + (0.67*Ra^(1/4))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(4/9)
                %incerteza do número de Nusselt
                DNum = sqrt ((0.1675/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(4/9) *Ra^(-3/4) * DRa
)^2 + ((0.08241*Ra^(1/4) * (0.492/Pr)^(-7/16) *(1/Pr^2))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(13/9) *DPr)^2);
                else
                    %Se não for usa-se outra equação
                    Num = (0.825 + (0.387*Ra^(1/6))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27))^2

                    %incerteza do número de Nusselt
                    DNum = sqrt ((0.129/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27) *Ra^(-5/6) *
(0.825 + (0.387*Ra^(1/6))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27)) * DRa )^2 + ((0.0504*Ra^(1/6) * (0.492/Pr)^(-
7/16) *(1/Pr^2))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(35/27) * (0.825 * (0.387*Ra^(1/6))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27))
*DPr)^2)

                end

            end

        %CONVECÇÃO FORÇADA!!!!
        elseif TipoNF == 2

            %Cálculo do número de Reynolds
            Re = vel*Lext/v

            %incerteza do número de Reinolds

```

```

DRe = sqrt (((Lext/v)*Dvel)^2 + (vel/v *DLext)^2)

if Rec == 5*10^5

    if Re < Rec          %escoamento laminar
        if Pr >= 0.6
            Num = 0.664*Re^(1/2)*Pr^(1/3)

            %incerteza do número de Nusselt
            DNum = sqrt ((0.332*Pr^(1/3)*Re^(-1/2)*DRe)^2 + (0.664/3
*Re^(1/2)*Pr^(-2/3)*DPr)^2)
        end

    elseif Re > 10^8      %escoamento turbulento
        Num = 0.037*Re^(4/5)*Pr^(1/3)      %Rel>>Re,c      L>>xc
        DNum = sqrt ((4/5 *0.037*Pr^(1/3)*Re^(-1/5)*DRe)^2 +
(0.037/3 *Re^(4/5)*Pr^(-2/3)*DPr)^2)      %Rel>>Re,c      L>>xc

    elseif Rec <= Re <= 10^8    %camada limite mista
        if 0.6 < Pr < 60
            Num = (0.037*Re^(4/5)-871)*Pr^(1/3)    %0.6 < Pr < 60
            DNum = sqrt ((4/5 *0.037*Pr^(1/3)*Re^(-1/5)*DRe)^2 +
(0.037/3 *Re^(4/5)-871/3)*Pr^(-2/3)*DPr)^2)    %0.6 < Pr < 60    5*10^5 < Rel < 10^8    Rex,c = 5*10^5
        end
    end

else

    if Re < Rec          %escoamento laminar
        if Pr >= 0.6
            Num = 0.664*Re^(1/2)*Pr^(1/3)

            %incerteza do número de Nusselt
            DNum = sqrt (((0.332*Pr^(1/3)*Re^(-1/2)*DRe)^2 +
(0.664/3 *Re^(1/2)*Pr^(-2/3)*DPr)^2)
        end

    elseif Rec <= Re <= Rec + 10^3    %camada limite mista
        if 0.6 < Pr < 60

            A = 0.037*Rec^(4/5) - 0.664*Rec^(1/2);

            DA = 0.0296*Rec^(-1/5) - 0.332*Rec^(-1/2);

            Num = (0.037*Re^(4/5)-A)*Pr^(1/3)    %0.6 < Pr < 60
            DNum = sqrt ((4/5 *0.037*Pr^(1/3)*Re^(-1/5)*DRe)^2
+ ((0.037/3 *Re^(4/5)-A/3)*Pr^(-2/3)*DPr)^2 + (-Pr^(1/3)*DA)^2)    %0.6 < Pr < 60    5*10^5 < Rel < 10^8
            Rex,c = 5*10^5
        end

    elseif Re > Rec + 10^3      %escoamento turbulento
        Num = 0.037*Re^(4/5)*Pr^(1/3)
        DNum = sqrt ((4/5 *0.037*Pr^(1/3)*Re^(-1/5)*DRe)^2 +
(0.037/3 *Re^(4/5)*Pr^(-2/3)*DPr)^2)

    end

end

end

%É então calculado o novo coeficiente de convecção médio
hmA = (k/Lext)*Num

%Com a incerteza dada por
DhmA = sqrt((Num/Lext *Dk)^2 + ((k*Num)/Lext^2 *DLext)^2 + (k/Lext *DNum)^2)

end

%os valores são armazenados num vector para
%posteriormente ser calculado o valor de U
mediahmA (i) = hmA
mediaDhmA (i) = DhmA

%-----Iteração para calcular temperatura da superfície interior da parede
%A temperatura da superfície interior da parede é calculada a partir da temperatura do ar
interior, por iteração
Ts2 = Tar2;    %para iniciar a iteração é assumido um valor igual ao do ar interior
DTs2 = DTar2;

%É calculado o fluxo de calor por convecção no exterior da parede

```

```

q = hmA * abs(Tar1 - Ts);

iter = 0;
while iter < 0.999 %a iteração só é parada quando o quociente entre o fluxo por convecção
interior e exterior estiver neste intervalo. %Ou seja, neste caso, quando não houver uma diferença maior
que 1%

Dqint = 0.001; %Erro na determinação do fluxo de calor interior. Depende da aproximação
que se quiser para a interação

if Ts1 < Tar2
Ts2 = Ts2 - 0.5; %É feito um incremento na temperatura da parede
elseif Ts1 > Tar2
Ts2 = Ts2 + 0.5; %É feito um incremento na temperatura da parede
end

%Com um primeiro valor da temperatura e com a temperatura do ar interior é calculado um
valor para o coeficiente de
%convecção interior. Calculado tal como anteriormente
Tp2 = (Ts2+Tar2)/2;

Beta = 1/Tp2;

if Tp2 <= Dados (2,1);

v = ((Dados(2,1)-Tp2))/(Dados(2,1)-Dados(1,1)) *Dados(1,5) + (Tp2-
Dados(1,1))/(Dados(2,1)-Dados(1,1)) *Dados(2,5);
Dv = 0;
alfa = ((Dados(2,1)-Tp2))/(Dados(2,1)-Dados(1,1)) *Dados(1,7) + (Tp2-
Dados(1,1))/(Dados(2,1)-Dados(1,1)) *Dados(2,7);
Dalfa = 0;
k = ((Dados(2,1)-Tp2))/(Dados(2,1)-Dados(1,1)) *Dados(1,6) + (Tp2-
Dados(1,1))/(Dados(2,1)-Dados(1,1)) *Dados(2,6);
Dk = 0;
elseif Tp2 > Dados (2,1);
v = ((Dados(3,1)-Tp2))/(Dados(3,1)-Dados(2,1)) *Dados(2,5) + (Tp2-
Dados(2,1))/(Dados(3,1)-Dados(2,1)) *Dados(3,5);
Dv = 0;
alfa = ((Dados(3,1)-Tp2))/(Dados(3,1)-Dados(2,1)) *Dados(2,7) + (Tp2-
Dados(2,1))/(Dados(3,1)-Dados(2,1)) *Dados(3,7);
Dalfa = 0;
k = ((Dados(3,1)-Tp2))/(Dados(3,1)-Dados(2,1)) *Dados(2,6) + (Tp2-
Dados(2,1))/(Dados(3,1)-Dados(2,1)) *Dados(3,6);
Dk = 0;
end

%Cálculo do número de Prandtl
Pr = v/alfa;
DPr = 0;

%Paredes verticais
Tipo_parede = get(handles.Tipo_parede, 'Value');

if Tipo_parede == 1;

%cálculo do numero de Rayleigh
Ra = (g * Beta * abs(Ts2-Tar2)*Lint^3)/(v*alfa);

%incertezas do número de Rayleigh
DRa = (g*Beta*Lint^2)/(v*alfa) * sqrt ((Lint*DTs2)^2 + (Lint*DTar2)^2 +
(3*abs(Ts2-Tar2)*DLint)^2 + ((Lint*abs(Ts2-Tar2))/v * Dv)^2 + ((Lint*abs(Ts2-Tar2))/alfa * Dalfa)^2);

if Ra <= 10^9; %Se o escoamento for laminar
Num = 0.68 + (0.67*Ra^(1/4))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(4/9);

%incerteza do número de Nusselt
DNum = sqrt ((0.1675/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(4/9) *Ra^(-3/4) * DRa )^2 +
((0.08241*Ra^(1/4) * (0.492/Pr)^(-7/16) * (1/Pr^2))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(13/9) *DPr)^2);
else

Num = (0.825 + (0.387*Ra^(1/6))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27))^2; %Senão usa-se a
eq mais geral

%incerteza do número de Nusselt
DNum = sqrt ((0.129/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27) *Ra^(-5/6) * (0.825 +
(0.387*Ra^(1/6))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27)) * DRa )^2 + ((0.0504*Ra^(1/6) * (0.492/Pr)^(-7/16)
*(1/Pr^2))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(35/27) * (0.825 * (0.387*Ra^(1/6))/(1+(0.492/Pr)^(9/16))^(8/27))
*DPr)^2);

```

```

end

%Paredes horizontais
elseif Tipo_parede == 2;

    %cálculo do numero de Rayleigh
    Ra = (g * Beta * abs(Ts-Tar1)*Lint^3)/(v*alfa);

    %incerteza do número de Rayleigh
    DRa = (g*Beta*Lint^2)/(v*alfa) * sqrt ((Lint*DTs)^2 + (Lint*DTar1)^2 + (3*abs(Ts-
Tar1)*DLint)^2 + ((Lint*abs(Ts-Tar1))/v * Dv)^2 + ((Lint*abs(Ts-Tar1))/alfa * Dalfa)^2);

    Tipo_aquec = get(handles.Tipo_aquec, 'Value');

    if Tipo_aquec == 1;        %superfície superior da parede aquecida ou superf inferior
arrefecida
        if 10^4 <= Ra <= 10^7;
            Num = 0.54 * Ra^(1/4);
            DNum = 0.135*Ra^(-3/4)*DRa ;

        elseif 10^7 < Ra <= 10^11;
            Num = 0.15* Ra ^ (1/3);
            DNum = 0.05*Ra^(-2/3)*DRa ;
        end

    elseif Tipo_aquec == 2;    %superfície inferior da parede aquecida ou superf. superior
arrefecida
        if 10^5 <= Ra <= 10^10;
            Num = 0.27* Ra ^ (1/4);
            DNum = 0.0675*Ra^(-3/4)*DRa ;
        end

    end

end

%É então calculado o coeficiente de convecção médio!!
hmB = (k/Lint)*Num

%incerteza do coeficiente de convecção
DhmB = sqrt((Num/Lint *Dk)^2 + ((k*Num)/Lint^2 *DLint)^2 + (k/Lint *DNum)^2);

%E calculado o fluxo de calor entre a temperatura do ar e a temperatura
%usada como tentativa
qint = hmB * abs(Ts2 - Tar2);

%É calculada o quociente entre o fluxo de calor por
%convecção no interior e no exterior
iter = qint / q;

%Se este quociente não estiver no intervalo definido inicialmente, a iteração volta ao início
com novo valor de Ts,
%senão a iteração é parada, e o valor da temperatura foi obtido

%Incerteza no cálculo da temperatura da superfície através da iteração
DTs2 = sqrt (DTar2^2 + (qint/hmB^2*DhmB)^2 + (1/hmB *Dqint)^2);

if Ts - Ts2 == 0
    msgbox ('O fluxo de calor por condução ao longo da parede é nulo. Não é possível calcular a
resistência térmica. Reveja as temperaturas', 'Aviso!')
end

end

disp (Ts2)

%os valores são armazenados num vector para
%posteriormente ser calculado o valor de U
mediahmB (i) = hmB
mediaDhmB (i) = DhmB

%Com todas as temperaturas já calculadas é calculada a RESISTÊNCIA
%TÉRMICA para a zona com a mesma temperatura
Rtlocal = abs(Ts-Ts2) / (hmA*abs(Tar1-Ts))

%incerteza da RESISTÊNCIA TÉRMICA
DRtlocal = 1/(hmA*abs(Tar1-Ts)) * sqrt((abs(Tar1-Ts2)/abs(Tar1-Ts) *DTs)^2 + (DTs2)^2 +
(abs(Ts-Ts2)/abs(Tar1-Ts) *DTar1)^2 + (1/hmA *DhmA)^2)

%É preenchido o vector com a resistência térmica de cada zona

```

```

    Rt(i) = Rtlocal;
    %É preenchido o vector com a incerteza da resistência térmica de cada zona
    DRt (i) = DRtlocal;

end

Atotal = 0;
%É calculada a área total considerada
for i = 1:numTs
    Atotal = Atotal + A(i);
end

%São definidos os valores que irão aparecer na aplicação, consoante o número de
%zonas em análise
if numTs == 1 | numTs == 2 | numTs == 3 | numTs == 4 | numTs == 5
    set (handles.Rt1, 'string',Rt (1))
    set (handles.DRt1, 'string',DRt (1))
end
if numTs == 2 | numTs == 3 | numTs == 4 | numTs == 5
    set (handles.Rt2, 'string',Rt (2))
    set (handles.DRt2, 'string',DRt (2))
end

if numTs == 3 | numTs == 4 | numTs == 5
    set (handles.Rt3, 'string',Rt (3))
    set (handles.DRt3, 'string',DRt (3))
end
if numTs == 4 | numTs == 5
    set (handles.Rt4, 'string',Rt (4))
    set (handles.DRt4, 'string',DRt (4))
end
if numTs == 5
    set (handles.Rt5, 'string',Rt (5))
    set (handles.DRt5, 'string',DRt (5))
end

%É calculada a média ponderada da resistência para a totalidade das zonas
%em análise
Rtglobal = 0
for i = 1:numTs
    Rtglobal = Rtglobal + Rt(i)*(A(i)/Atotal)
end

DAtotal = 0;
for i = 1:numTs
    DAtotal = DAtotal + DA(i)
end

%Calculo da média ponderada de hmA e hmB para o posterior calculo de U
hmAmedio = 0
for i = 1:numTs
    hmAmedio = hmAmedio + mediahmA(i)*(A(i)/Atotal)
end

hmBmedio = 0
for i = 1:numTs
    hmBmedio = hmBmedio + mediahmB(i)*(A(i)/Atotal);
end

%calculo da incerteza da resistência global, e das incertezas de hmA e hmB
%A fórmula de cálculo depende do número de zonas
if numTs == 5
    DRtglobal = sqrt((A(1)/Atotal *DRt(1))^2 + (Rt(1)/Atotal *DA(1))^2 + ((-Rt(1)*A(1)-Rt(2)*A(2)-
Rt(3)*A(3)-Rt(4)*A(4)-Rt(5)*A(5))/(Atotal)^2 *DAtotal)^2 + (A(2)/Atotal *DRt(2))^2 + (Rt(2)/Atotal
*DA(2))^2 + (A(3)/Atotal *DRt(3))^2 + (Rt(3)/Atotal *DA(3))^2 + (A(4)/Atotal *DRt(4))^2 + (Rt(4)/Atotal
*DA(4))^2 + (A(5)/Atotal *DRt(5))^2 + (Rt(5)/Atotal *DA(5))^2);
    DhmAmedio = sqrt((A(1)/Atotal *mediaDhmA(1))^2 + (mediahmA(1)/Atotal *DA(1))^2 + ((-
mediahmA(1)*A(1)-mediahmA(2)*A(2)-mediahmA(3)*A(3)-mediahmA(4)*A(4)-mediahmA(5)*A(5))/(Atotal)^2
*DAtotal)^2 + (A(2)/Atotal *mediaDhmA(2))^2 + (mediahmA(2)/Atotal *DA(2))^2 + (A(3)/Atotal
*mediaDhmA(3))^2 + (mediahmA(3)/Atotal *DA(3))^2 + (A(4)/Atotal *mediaDhmA(4))^2 + (mediahmA(4)/Atotal
*DA(4))^2 + (A(5)/Atotal *mediaDhmA(5))^2 + (mediahmA(5)/Atotal *DA(5))^2);
    DhmBmedio = sqrt((A(1)/Atotal *mediaDhmB(1))^2 + (mediahmB(1)/Atotal *DA(1))^2 + ((-
mediahmB(1)*A(1)-mediahmB(2)*A(2)-mediahmB(3)*A(3)-mediahmB(4)*A(4)-mediahmB(5)*A(5))/(Atotal)^2
*DAtotal)^2 + (A(2)/Atotal *mediaDhmB(2))^2 + (mediahmB(2)/Atotal *DA(2))^2 + (A(3)/Atotal
*mediaDhmB(3))^2 + (mediahmB(3)/Atotal *DA(3))^2 + (A(4)/Atotal *mediaDhmB(4))^2 + (mediahmB(4)/Atotal
*DA(4))^2 + (A(5)/Atotal *mediaDhmB(5))^2 + (mediahmB(5)/Atotal *DA(5))^2);
elseif numTs == 4

```

```

    DRTglobal = sqrt((A(1)/Atotal *DRt(1))^2 + (Rt(1)/Atotal *DA(1))^2 + ((-Rt(1)*A(1)-Rt(2)*A(2)-
Rt(3)*A(3)-Rt(4)*A(4))/(Atotal)^2 *DAtotal)^2 + (A(2)/Atotal *DRt(2))^2 + (Rt(2)/Atotal *DA(2))^2 +
(A(3)/Atotal *DRt(3))^2 + (Rt(3)/Atotal *DA(3))^2 + (A(4)/Atotal *DRt(4))^2 + (Rt(4)/Atotal *DA(4))^2);
    DhmAmedio = sqrt((A(1)/Atotal *mediaDhmA(1))^2 + (mediahmA(1)/Atotal *DA(1))^2 + ((-
mediahmA(1)*A(1)-mediahmA(2)*A(2)-mediahmA(3)*A(3)-mediahmA(4)*A(4))/(Atotal)^2 *DAtotal)^2 +
(A(2)/Atotal *mediaDhmA(2))^2 + (mediahmA(2)/Atotal *DA(2))^2 + (A(3)/Atotal *mediaDhmA(3))^2 +
(mediahmA(3)/Atotal *DA(3))^2 + (A(4)/Atotal *mediaDhmA(4))^2 + (mediahmA(4)/Atotal *DA(4))^2);
    DhmBmedio = sqrt((A(1)/Atotal *mediaDhmB(1))^2 + (mediahmB(1)/Atotal *DA(1))^2 + ((-
mediahmB(1)*A(1)-mediahmB(2)*A(2)-mediahmB(3)*A(3)-mediahmB(4)*A(4))/(Atotal)^2 *DAtotal)^2 +
(A(2)/Atotal *mediaDhmB(2))^2 + (mediahmB(2)/Atotal *DA(2))^2 + (A(3)/Atotal *mediaDhmB(3))^2 +
(mediahmB(3)/Atotal *DA(3))^2 + (A(4)/Atotal *mediaDhmB(4))^2 + (mediahmB(4)/Atotal *DA(4))^2);
elseif numTs == 3
    DRTglobal = sqrt((A(1)/Atotal *DRt(1))^2 + (Rt(1)/Atotal *DA(1))^2 + ((-Rt(1)*A(1)-Rt(2)*A(2)-
Rt(3)*A(3))/(Atotal)^2 *DAtotal)^2 + (A(2)/Atotal *DRt(2))^2 + (Rt(2)/Atotal *DA(2))^2 + (A(3)/Atotal
*DRt(3))^2 + (Rt(3)/Atotal *DA(3))^2);
    DhmAmedio = sqrt((A(1)/Atotal *mediaDhmA(1))^2 + (mediahmA(1)/Atotal *DA(1))^2 + ((-
mediahmA(1)*A(1)-mediahmA(2)*A(2)-mediahmA(3)*A(3))/(Atotal)^2 *DAtotal)^2 + (A(2)/Atotal
*mediaDhmA(2))^2 + (mediahmA(2)/Atotal *DA(2))^2 + (A(3)/Atotal *mediaDhmA(3))^2 + (mediahmA(3)/Atotal
*DA(3))^2);
    DhmBmedio = sqrt((A(1)/Atotal *mediaDhmB(1))^2 + (mediahmB(1)/Atotal *DA(1))^2 + ((-
mediahmB(1)*A(1)-mediahmB(2)*A(2)-mediahmB(3)*A(3))/(Atotal)^2 *DAtotal)^2 + (A(2)/Atotal
*mediaDhmB(2))^2 + (mediahmB(2)/Atotal *DA(2))^2 + (A(3)/Atotal *mediaDhmB(3))^2 + (mediahmB(3)/Atotal
*DA(3))^2);
elseif numTs == 2
    DRTglobal = sqrt((A(1)/Atotal *DRt(1))^2 + (Rt(1)/Atotal *DA(1))^2 + ((-Rt(1)*A(1)-
Rt(2)*A(2))/(Atotal)^2 *DAtotal)^2 + (A(2)/Atotal *DRt(2))^2 + (Rt(2)/Atotal *DA(2))^2);
    DhmAmedio = sqrt((A(1)/Atotal *mediaDhmA(1))^2 + (mediahmA(1)/Atotal *DA(1))^2 + ((-
mediahmA(1)*A(1)-mediahmA(2)*A(2))/(Atotal)^2 *DAtotal)^2 + (A(2)/Atotal *mediaDhmA(2))^2 +
(mediahmA(2)/Atotal *DA(2))^2);
    DhmBmedio = sqrt((A(1)/Atotal *mediaDhmB(1))^2 + (mediahmB(1)/Atotal *DA(1))^2 + ((-
mediahmB(1)*A(1)-mediahmB(2)*A(2))/(Atotal)^2 *DAtotal)^2 + (A(2)/Atotal *mediaDhmB(2))^2 +
(mediahmB(2)/Atotal *DA(2))^2);
elseif numTs == 1
    DRTglobal = sqrt((A(1)/Atotal *DRt(1))^2 + (Rt(1)/Atotal *DA(1))^2 + (-Rt(1)*A(1)/(Atotal)^2
*DAtotal)^2);
    DhmAmedio = sqrt((A(1)/Atotal *mediaDhmA(1))^2 + (mediahmA(1)/Atotal *DA(1))^2 + ((-
mediahmA(1)*A(1))/(Atotal)^2 *DAtotal)^2);
    DhmBmedio = sqrt((A(1)/Atotal *mediaDhmB(1))^2 + (mediahmB(1)/Atotal *DA(1))^2 + ((-
mediahmB(1)*A(1))/(Atotal)^2 *DAtotal)^2);
end

%É calculado o valor do coeficiente de transferência de calor
U = 1 / (1/hmAmedio + Rtgloba1 + 1/hmBmedio);
%E a sua incerteza
DU = 1 / (1/hmAmedio + Rtgloba1 + 1/hmBmedio)^2 * sqrt ((DhmAmedio/hmAmedio^2)^2 + DRTglobal^2 +
(DhmBmedio/hmBmedio^2)^2);

%É exibido na aplicação o valor da resistência térmica global calculada e a
% sua incerteza

set (handles.Rtgloba1, 'string', Rtgloba1)
set (handles.DRTglobal, 'string', DRTglobal)
set (handles.U, 'string', U)
set (handles.DU, 'string', DU)

```